



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID - TLEMCEM

THÈSE

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Physique Energétique

Par :

M. SEMAI Hakim

Sur le thème

Recherche d'une configuration optimale d'une centrale solaire à cheminée

Soutenue publiquement le 09-07-2017 à Tlemcen devant le jury composé de :

M. BENYOUCEF Boumediene	Professeur	Univ. de Tlemcen	Président
M. BOUHDJAR Amor	Directeur de Recherche	CDER	Directeur de thèse
M. LARBI Salah	Professeur	ENP Alger	Co-Directeur de thèse
M. CHABANE SARI Nacereddine	Professeur	Univ. de Tlemcen	Examineur
Mme CHAKER Abla	Professeur	Univ. de Constantine I	Examinatrice
M. DRAOUI Belkacem	Professeur	Univ. de Bechar	Examineur
M. BIBI Triki Nacereddine	Professeur	Univ. de Tlemcen	Invité



Centre de Développement des Energies Renouvelables
Division Solaire Thermique & Géothermie

ملخص: يخصص هذا العمل لدراسة تدفق السائل المضطرب تحت تأثير الحمل الحراري الطبيعي في المدخنة الشمسية لتوليد الطاقة. يتم تنفيذ هذه الدراسة عن طريق المحاكاة العددية باستخدام برمجيات صاتورن (Code_Saturne) عندما يقترن مع رمز المحاكاة (Code_Syrthes). وقد أجريت الدراسة على نوعين من محطات الطاقة الشمسية للمدخنة. في أول نموذج، نأخذ الجزء الأرضي، والذي يقع تحت المشعب، كنظام التخزين للحرارة. في نموذج الثاني، أين يتألف نظام تخزين بسطح الأرض وحوض مملوء بالماء، ذوي 10 سم عمق، يغطي كامل سطح الأرضية السفلية. كما تم إجراء تعديلات هندسية على اللاقط وذلك، في حالة الميل للسطح الخارجي للمشعب بالمقارنة مع المستوى الأفقي، وموقع الناشر عند مخرج المشعب وأخيرا انقباض في قسم مرور السائل عند مدخل المدخنة. كما تم دراسة مفهوم الانتروبي لهدف تحسين الاستفادة من التغييرات الهندسية وتأثير هذه الأخيرة على فعالية المدخنة. تم تحديد شروط الحدود اعتمادا على بيانات الطقس، والتي هي متاحة على منطقة أدرار، سمحت النتائج التي تم التوصل إليها، التركيز على تأثير نظام التخزين على أداء المداخل الشمسية لتوليد الطاقة على مدة عملها بعد غروب الشمس وتحديد الموقع المناسب للآلات تحويل الطاقة (التوربينات). كذلك تأثير التعديلات الهندسية التي أجريت على المدخنة الشمسية في كفاءة استخدام الطاقة في محطات الطاقة الشمسية للمداخل.

كلمات مفتاحية: محطة توليد الطاقة بمدخنة شمسية، ملقط شمسي، تخزين حراري، جريان مضطرب، جريان غير منتظم.

Résumé : Le travail présenté est consacré à l'étude de l'écoulement turbulent de l'air, sous l'effet de la convection naturelle, dans une centrale solaire à cheminée (CSC). Cette étude est effectuée par simulation numérique à l'aide du code Saturne en couplage avec le code Syrthes. L'étude est réalisée pour deux types de centrale solaire à cheminée. Dans la première configuration, on considère seulement le sol qui se trouve en dessous du collecteur comme dispositif de stockage. Dans la deuxième configuration, le dispositif de stockage est composé du sol et d'un bac rempli d'eau, d'épaisseur 10 cm, couvrant toute la surface du collecteur. Des modifications géométriques ont été réalisées sur la dite centrale, en occurrence, l'inclinaison de la surface externe du collecteur par rapport au plan horizontal, l'emplacement d'un diffuseur à la sortie du collecteur et enfin un étranglement de la section de passage effectué à l'entrée de la cheminée. Le concept de génération d'entropie a également été étudié avec l'objectif d'optimiser les configurations géométriques ainsi que l'effet de ces dernières sur l'efficacité de la CSC. Les conditions aux limites seront définies selon les données météorologiques, disponibles sur le site d'Adrar. Les Résultats obtenus nous ont permis de mettre l'accent sur l'influence du système de stockage sur les performances des centrales solaires à cheminée et sur la durée de leur fonctionnement après le coucher de soleil et de déterminer l'emplacement adéquat des machines de conversion énergétique (turbines). Ainsi que, l'effet des modifications géométriques réalisées sur la centrale à cheminée solaire sur le rendement énergétique de ladite centrale.

Mots clés : centrale solaire à cheminée, capteur solaire, stockage thermique, écoulement turbulent, écoulement instationnaire.

Abstract: This work is dedicated to the study of a turbulent fluid flow under the effect of natural convection in a solar chimney power plant (SCPP). The study is performed by numerical simulation using the Saturne Code coupled with the Syrthes code. The study was conducted for two types of solar chimneys power plants. In the first plant, only the ground portion, which is located below the collector, is taken as the storage system. In the second plant, the storage system is made of the soil and a waterbed, 10 cm thick, covering the entire surface of the collector. Geometric modifications have been made in the plant, i.e. the inclination of the outer surface of the collector with respect to the horizontal plane, the junction of pipe diffuser form at the outlet of the collector and finally a constricted flow section at the chimney entrance. The concept of minimizing the entropy production was also studied with the objective of finding the optimum geometric configurations as well as their effect on the efficiency of SCPP. The boundary conditions will be defined according to the meteorological data, available on the site of Adrar. The obtained results allowed us to emphasize on the influence of the storage system on the performances of SCPP and on the duration of their operating after the sunset and to determine the adequate location for the machines of energy conversion (turbines). As well as, the effect of the adopted geometries on the efficiency of SCPP.

Key words: Solar chimney power plant, solar collector, thermal storage, turbulent flow, unsteady flow.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mes chers parents*
- *Ma femme*
- *Ma fille Ilina*
- *Ma sœur et mes frères*
- *Mes nièces Dihia et Lina*
- *Mon beau frère*
- *Mes amis (es)*

Remerciements

Je tiens à exprimer ma vive gratitude à mon encadreur **M. Amor BOUHDJAR**, Directeur de Recherche au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER), pour son aide précieuse et son aimable collaboration à l'élaboration de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma vive reconnaissance à **M. LARBI Salah**, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP), pour avoir accepté de codiriger ces travaux.

Je tiens à adresser mes vifs remerciements à **M. BENYOUCEF Boumediene**, Professeur à l'Université de Tlemcen, lequel m'a fait le grand honneur d'accepter la présidence de mon jury de thèse.

Je tiens à remercier **M. CHABANE SARI Nacereddine**, Professeur à l'Université de Tlemcen, **Mme Chaker Abla**, Professeur à l'Université de Constantine, **M. Draoui Belkacem**, Professeur à l'Université de Bechar, et **M. BIBI Triki Nacereddine**, Professeur à l'Université de Tlemcen, qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail de thèse.

Je remercie aussi tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail ainsi que tous mes amis (es) qui m'ont soutenu durant l'accomplissement de ce travail.

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Généralités sur les centrales solaires à cheminée	
1.1. Introduction	4
1.2. Principe de fonctionnement de la centrale solaire à cheminée.....	5
1.3. Avantages des centrales solaires à cheminée	6
1.4. Inconvénients des centrales solaires à cheminée.....	7
1.5. Projets de centrales solaires à cheminée.....	7
1.5.1. Prototype de Manzanares	8
1.5.2. Le projet de Borunga.....	9
1.5.3. La centrale solaire à cheminée de Chine	10
1.5.4. La centrale solaire à cheminée d'Arizona	11
1.5.5. Projet Espagnol, Ciudad Real.....	12
1.5.6. Montagnes solaires : du français raphaël menard - groupe OTH.....	13
1.5.7. Cheminées solaires flottantes du grec Christos Papageorgiou.....	13
1.6. Conclusion.....	14
Chapitre 2 : Etat de l'art sur les centrales solaires à cheminée	
2.1. Historique	15
2.2. Travaux réalisés.....	15
2.3. Objectif du travail.....	27
Chapitre 3 Etude énergétique d'une centrale solaire à cheminée	
3.1. Introduction	29
3.2. Le collecteur solaire	29
3.2.1. Bilan thermique au niveau du collecteur.....	31
3.2.2. Modélisation des coefficients d'échanges thermique	33
3.2.2.1. Transfert thermique par convection	33
3.2.2.2. Transfert thermique radiatif.....	34
3.2.3. Rendement thermique du collecteur.....	33
3.3. Calculs relatifs à la cheminée	35
3.3.1. Pression relative statique	35
3.3.2. La force motrice	37
3.3.3. Pression totale et énergie cinétique de l'air.....	38
3.3.4. Etude énergétique de la cheminée	38
3.3.5. Rendement de la cheminée.....	40
3.4. La turbine à air	41
3.5. Conclusion.....	42
Chapitre 4 : Etude dynamique d'une centrale solaire à cheminée	
4.1. Introduction	43
4.2. Modèle mathématique	43
4.2.1. Hypothèses	43
4.2.2. Rappel des équations régissant l'écoulement.....	43
4.2.2.1. Equation de la conservation de la masse	44
4.2.2.2. Equation de quantité de mouvement	44
4.2.2.3. Equation de conservation de l'énergie	45
4.3. Equations moyennées et de fluctuations	46
4.3.1. Expérience de Reynolds	46
4.3.2. Décomposition de Reynolds.....	47
4.3.3. Equation de l'énergie cinétique.....	48
4.3.4. Modélisation de la turbulence	49
4.3.5. Modèles de fermeture au point, modèles de type $k - \varepsilon$	51
4.4. Conditions aux limites.....	52

Sommaire

4.5. Génération d'entropie.....	55
4.6. Formulation de la génération d'entropie	55
Chapitre 5 : Outils pour la simulation et l'analyse (Méthode numérique)	
5.1. Introduction	58
5.2. Code Saturne	58
5.3. Equations traitées	58
5.4. Discrétisation spatiale	61
5.4.1. Terme de convection	61
5.4.2. Terme de diffusion	63
5.4.3. Terme source	63
5.5. Calcul des gradients	63
5.6. Conditions aux limites.....	64
5.6.1. Condition de Dirichlet.....	64
5.6.2. Condition de Neumann.....	64
5.6.3. Condition périodique.....	65
5.7 Résolution des équations de transport.....	65
5.8. Discrétisation en temps	66
5.8.1. Terme instationnaire.....	66
5.8.2. Terme de convection	66
5.8.3. Terme de diffusion	66
5.8.4. Termes sources.....	66
5.9. Algorithme instationnaire et couplage vitesse-pression.....	67
5.9.1. Etape de prédiction.....	67
5.9.2. Etape de correction.....	68
5.10. Résolution des équations pour les scalaires	69
5.10.1. Modèle <i>k et ε</i> utilisés	69
5.10.2. Résolution simultanée des équations turbulentes du modèle k-epsilon	69
5.9. Code SYRTHES.....	71
Chapitre 6 : Etude des différentes configurations géométriques d'une CCS	
6.1. Introduction	73
6.2. Validation numérique.....	73
6.3. Performances d'une CCS implantée dans le sud Algérien.....	75
6.3.1. Présentation du problème	75
6.3.2. Résultats et interprétations	77
6.3.3. Conclusion.....	82
6.4. Formes géométriques adoptées	82
6.4.1. conditions aux limites.....	83
6.4.2. Effet de la jonction collecteur-cheminée.....	83
6.4.2.1. Présentation du modèle physique utilisé	83
6.4.2.2. Résultats et intréprétations	84
6.4.2.3. Conclusion.....	89
6.4.3. Effet de l'inclinaison du collecteur	89
6.4.3.1. Présentation du modèle physique utilisé	89
6.4.3.2. Résultats et intréprétations	92
6.4.3.3. Conclusion.....	97
6.4.4. Effet de la section de passage au niveau de l'entrée de la cheminée	98
6.4.4.1. Présentation du modèle physique utilisé	98
6.4.4.2. Résultats et intréprétations	100
6.4.4.3. Conclusion.....	104

Sommaire

6.4.5. Choix d'une configuration, de CCS, appropriée	105
6.4.5.1. Présentation du modèle physique utilisé	105
6.4.4.2. Résultats et intréprétations	106
6.4.4.3. Conclusion.....	108
Conclusion générale	110
Références bibliographiques	112
Annexe	120

Nomenclature

A	surface (m^2)	
b	coefficient de pénétration thermique	$(W.s^{1/2}.K^{-1}.m^{-2})$
$corr$	correction	
C_p	chaleur spécifique à pression constante	$(J.kg^{-1}.K^{-1})$
D, D_H	diamètre, diamètre hydraulique	(m)
e	épaisseur	(m)
g	accélération de la pesanteur	$(m.s^{-2})$
G_r	nombre de Grashof	
H	hauteur de la tour	(m)
h	coefficient de transfert de chaleur convectif	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
h_r	coefficient de transfert de chaleur radiatif	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
I	intensité de la turbulence	
I_g	rayonnement solaire reçu	$(W.m^{-2})$
k	Energie cinétique turbulente	$(m^2.s^{-2})$
L	longueur	(m)
\dot{m}	débit massique	$(Kg.s^{-1})$
Nu	nombre de Nusselt	
P	puissance	(W)
p	pression	(Pa)
Pr	nombre de Prandtl	
ΔP_{tot}	différence de pression totale	(Pa)
ϱ	puissance	$(W.m^{-2})$
Q_v	débit volumique	$(m^3.s^{-1})$
\underline{R}	tenseur de Reynolds	
Ra	nombre de Rayleigh	
Re	nombre de Reynolds	
R, r	rayon	(m)
S	terme source	(W)
S_{ij}	taux de déformation	
S_p	Pression statique relative	(Pa)
T	température	(K)
ΔT	écart de température	(K)
t	temps (s)	
$tr(\underline{\quad})$	trace d'un tenseur	
Δt	pas de temps	(s)
U	coefficient global de transfert	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
u	vitesse suivant x	$(m.s^{-1})$
v	vitesse suivant y	$(m.s^{-1})$
w	vitesse suivant z	$(m.s^{-1})$

Nomenclature

x, y, z variables indépendantes (m)

Symboles grecques

α	diffusivité thermique	$(m^2.s^{-1})$
β	coefficient de dilatation volumique à pression constante	(K^{-1})
Γ	coefficient de diffusion relatif à la variable Φ	
Φ	sources internes de dissipation d'énergie	(W)
Ω	volume de contrôle	
σ	constante de Stefan-Boltzmann	$(W.m^2.K^{-4})$
ε	taux de dissipation turbulent	$(m^2.s^{-3})$
ε	émissivité	
ρ	masse volumique	$(kg.m^{-3})$
τ	coefficient de transmission	
τ_{ij}	tenseur des contraintes visqueuses	$(N.m^{-2})$
μ	viscosité dynamique	$(kg.m^{-1}.s^{-1})$
ϑ	viscosité cinématique moléculaire	$(m^2.s^{-1})$
η	rendement	

Indices inférieurs

<i>abs</i>	absorbeur
<i>chem</i>	entrée de la cheminée
<i>coll</i>	collecteur
<i>conv</i>	convection
<i>diff</i>	diffusion
<i>dir</i>	Dirichlet
<i>dyn</i>	dynamique
<i>elec</i>	electrique
<i>f</i>	fluide
<i>h</i>	horizontal
<i>i</i>	entrée
<i>m</i>	moyen
<i>mec</i>	mécanique
<i>neu</i>	Neumann
<i>o</i>	sortie
<i>s</i>	ciel
<i>stat</i>	statique
<i>St</i>	stockage
<i>T</i>	temperature
<i>t</i>	turbulent
<i>tot</i>	total
<i>ts</i>	terme source
<i>tur</i>	turbine
<i>UDS</i>	Upwind Differencing Scheme
<i>w</i>	vent, eau

Nomenclature

∞	ambient
—	vecteur d'une variable dépendante
==	tenseur du deuxième ordre

Indices supérieurs

k	relatif à une itération
e	explicite
T	transposée
*	relatif à un estimé
'	relatif à une correction d'une variable dépendante
—	moyenne d'une variable dépendante

A decorative horizontal border resembling a scroll, with a vertical line on the left side and small circular details at the top and bottom corners.

Introduction générale

Introduction générale

Introduction générale

La plus grande partie de l'électricité consommée dans le monde aujourd'hui est produite à partir de ressources fossiles. Cependant, des estimations indiquent qu'au rythme de la consommation actuelle, les réserves de pétrole, de gaz naturel et de charbon vont s'épuiser dans le siècle à venir. Il est donc temps de trouver d'autres sources pour la production de l'électricité. De plus, brûler des ressources fossiles pour produire de l'énergie a un impact considérable sur l'environnement.

Le réchauffement climatique et l'épuisement des ressources fossiles sont des réalités qui doivent être prises en compte lors de la production d'électricité du futur. Il faut donc développer des moyens d'exploitation des énergies renouvelables surtout que la grande partie de l'énergie terrestre provient du soleil (99,9%). Il rayonne une énergie d'environ $5,6 \cdot 10^{24}$ J par an sur la terre. Ces dernières années, les Energies Renouvelables connaissent un essor formidable. Jusque-là, les Etats, les industriels, et aussi les consommateurs, ont longtemps négligé ces énergies naturellement offertes par la planète au profit d'énergies immédiatement plus rentables, mais aussi plus coûteuses pour l'environnement comme le nucléaire, le raffinage de pétrole ou encore le gaz. En plus de l'amenuisement des ressources fossiles, en 1992 lors de la conférence de Rio et plus tard, en 1997, lors du Protocole de Kyoto, la plupart des États ont pris des engagements pour lutter contre les émissions de gaz à effet de serre afin de contribuer à la préservation de l'environnement et de l'équilibre climatique. A partir de ce moment-là, un développement important des Energies Renouvelables à travers le monde apparaît. Fournies par le soleil, le vent, la chaleur de la terre, la force de l'eau et les végétaux, ces nouvelles énergies sont inépuisables. La nature peut les reconstituer rapidement et elles n'engendrent pas de déchets ni d'émissions polluantes. Ainsi, les énergies solaires, éoliennes, hydrauliques, géothermiques et la biomasse sont les formes les plus courantes des Energies Renouvelables. Lentement mais sûrement, elles trouvent des applications adaptées et économiquement viables dans de multiples domaines. Comme nous pouvons le comprendre à travers l'intitulé de notre sujet «**Recherche d'une configuration optimale d'une centrale solaire à cheminée**», l'énergie solaire est au centre de notre étude. Le but de cette étude est de comprendre le fonctionnement de la centrale solaire à cheminée (CSC), et aussi, à travers des configurations géométriques variées sur le schéma classique, rechercher une configuration optimale afin d'améliorer le rendement du système. La technologie de la tour solaire thermique présente un moyen d'exploiter la chaleur du soleil. Les investissements de départ

Introduction générale

sont importants mais prévisibles et ils permettent de produire une électricité propre et renouvelable. Pour amortir les coûts de construction de la centrale, des subventions de l'État sont nécessaires, pour vendre l'électricité à un prix compétitif. C'est une bonne alternative à d'autres formes d'énergies renouvelables, mais elle est limitée par les conditions climatiques nécessaires à son fonctionnement.

Le photovoltaïque constitue actuellement le moyen le plus répandu et le plus mature exploitant l'énergie solaire. Il a l'avantage de transformer l'énergie du soleil directement en électricité, ce qui permet l'installation de systèmes photovoltaïque sur de petites surfaces comme par exemple sur des toits de maisons. Les tours solaires sont des centrales thermiques, dont le rendement dépend de la taille. Une production à petite échelle n'est pas envisageable. Les centrales utilisant l'énergie thermique sont capables de la stocker et donc de produire à pleine puissance quand il y a des nuages pendant quelques heures. Mais dans des régions chaudes avec un rayonnement solaire puissant, les centrales solaires thermiques ont un meilleur rendement que le photovoltaïque et permettent de produire plus d'électricité. Toutes les techniques d'exploitation directe de l'énergie solaire produisent encore une énergie électrique à un prix relativement plus élevé comparativement aux systèmes conventionnels et doivent donc être soutenues. Bien que les centrales solaires à cheminée partent d'un principe très simple et reposent sur des technologies bien maîtrisées (serre, turbines, cheminée), la taille d'un projet économiquement intéressant est importante ; ce qui peut présenter des risques appréciables pour les éventuels investisseurs.

De quelle manière pouvons-nous optimiser ce système afin de produire de l'énergie noble, l'électricité, à partir seulement de l'énergie du soleil ? L'avènement de logiciels de simulation, particulièrement les CFD, dans ce domaine a eu un impact significatif. Le principal avantage de cette approche est son potentiel de réduction du coût de l'expérimentation et le nombre d'expériences nécessaires pour décrire de tels types d'écoulements.

Pour ce faire, nous analyserons, en premier lieu, le fonctionnement d'une CSC et leur développement à travers le monde. Ensuite, nous nous focaliserons sur une partie théorique comprenant un bilan thermique de la CSC et une explication sur le phénomène du tirage. Par la suite, nous nous pencherons sur un préliminaire à l'étude qui regroupe les conditions nécessaires à l'optimisation de CSC. Enfin, dans une dernière partie, nous nous concentrerons sur l'évaluation des performances de la CSC selon les géométries adoptées. Ainsi, nous avons réparti notre travail en six (06) chapitres :

Introduction générale

- Dans les chapitres 01, 02 je présente certaines généralités sur les centrales solaires à cheminée et un aperçu sur des travaux antérieurs réalisés sur ce type de centrales.
- Le chapitre 03 traite l'étude énergétique où sont présentés le modèle mathématique et les performances des centrales solaires à cheminée en fonction de quelques paramètres physiques et géométriques.
- Le chapitre 04 est consacré à l'étude dynamique de la centrale solaire à cheminée dans le cas d'un écoulement turbulent d'un fluide incompressible sous l'effet de la convection naturelle ;
- Le chapitre 05 présente les Codes de calcul (Code Saturne & Code Syrthes) utilisés dans la résolution des équations de Navier Stocks.
- Le chapitre 06 présente les résultats obtenus lors de la simulation de l'écoulement de l'air dans une centrale solaire à cheminée à l'aide du code CFD en l'occurrence, Code Saturne en couplage avec le Code Syrthes.

On termine l'étude par une conclusion générale pour une mise au point suivie par une exposition des perspectives pour la continuité de ce travail.

Chapitre I

Généralités sur les centrales solaires à cheminée

1.1 Introduction

Face au défi du réchauffement planétaire, les énergies renouvelables intéressent de plus en plus les décideurs et usagers. Ainsi, l'énergie solaire thermique et photovoltaïque, l'énergie éolienne, les bioénergies et la géothermie sont vouées, dans un avenir proche, à se développer partout dans le monde. Chaque région a des atouts différents. C'est déjà une réalité qu'il est judicieux d'étendre au plus grand bénéfice de tous : les gestionnaires, les utilisateurs et l'environnement. Leurs développements contribuent à la préservation de l'environnement et au respect du protocole de Kyoto.

Les perspectives de développement de l'énergie solaire sont resplendissantes à long terme puisque c'est une énergie abondante, non polluante, gratuite et quasiment inépuisable.

La "gratuité" de cette source d'énergie est encore bien trop chère par rapport au pétrole, au gaz et au charbon qui restent beaucoup plus accessibles. La révolution industrielle résulte d'ailleurs, en grande partie, de cette énergie bon marché et facilement disponible. En effet, le prix de l'énergie n'est pas seulement le prix de sa matière première, mais c'est le prix de son extraction, de sa mise à disposition. Contrairement aux énergies fossiles, le coût de l'énergie solaire n'est pas proportionnel au flux d'énergie consommée mais il est presque entièrement concentré dans l'investissement initial.

Grâce à diverses techniques, le rayonnement solaire peut être transformé en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment, en chaleur et en électricité. Pour capter directement une partie de cette énergie, des procédés ont été développés et sont constamment améliorés. Notre travail est consacré à l'étude de procédés utilisés pour la production de l'électricité à partir du rayonnement solaire, en particulier, les centrales solaires à cheminée (CSC). La centrale solaire à cheminée est un concept destiné à produire de l'électricité en masse et à faible coût, sans utilisation de combustible fossile et sans la moindre émission de gaz à effet de serre. Le concept combine plusieurs effets et forces naturels (effet de serre, effet cheminée, effet Venturi, force de Coriolis). Validé par plusieurs travaux, l'ensemble fonctionne aussi bien de manière autonome et de manière permanente quel que soit l'ensoleillement et le régime des vents. Il constitue un concept élaboré et performant que tout ce qui a été conçu jusqu'à présent dans le domaine de la production électrique. Il est, en particulier, bien plus efficace et économique que les dispositifs utilisant des éoliennes, des cellules photovoltaïques ou des tours solaires.

L'idée de base est que l'électricité pourrait être produite à partir d'un système hybride solaire – éolien composé de trois parties : Un collecteur, des aéro-génératrices, et une

cheminée (Fig. 1.1). Son principal avantage est qu'elle peut fonctionner sans intermittence en utilisant le rayonnement solaire direct et diffus le jour et la chaleur de la croûte terrestre la nuit. Même sous un ciel couvert, le rayonnement diffus peut être exploité par les CSC pour la production d'électricité.

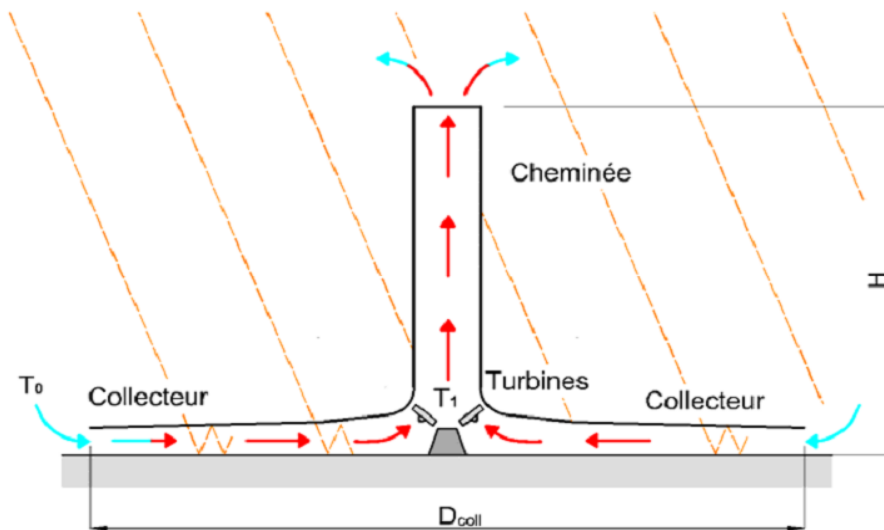


Fig. 1.1 Schéma d'une centrale solaire à cheminée

1.2 Principe de fonctionnement d'une centrale solaire à cheminée

La centrale solaire à cheminée est constituée de trois éléments essentiels, à savoir, le collecteur solaire, la cheminée ou tour et la turbine qui nous sont, séparément, familiers. Leur combinaison pour produire de l'électricité a été déjà décrite en 1931 [1].

L'air est chauffé par les rayons solaires, sous la couverture transparente (plastique ou verre) du collecteur, puis s'écoule d'un écoulement ascendant suivant un itinéraire constitué par le capteur et la cheminée. La couverture transparente et le sol en dessous du couvercle constituent le collecteur solaire. Au milieu du collecteur est placée une cheminée verticale avec une ouverture à sa base, d'où s'écoulera l'air sortant du collecteur. La jonction entre la couverture transparente et la base de la cheminée est hermétique. Son principe de fonctionnement se base sur le fait que l'air chaud étant plus léger que l'air froid, s'élève. L'air chaud est produit par l'effet de serre dans le collecteur qui peut s'étaler horizontalement sur plusieurs dizaines de mètres sur la surface du sol. La hauteur du capteur sous la couverture peut augmenter dans la direction de la cheminée dans le but de dévier le mouvement de l'air en mouvement vertical avec une perte, due au frottement, minimale, comme elle peut diminuer dans le but de diminuer la section de passage du fluide et de ce fait, comme le débit massique reste constant, augmenter la vitesse du fluide au niveau de l'entrée de la cheminée. La tour (cheminée) convertit le flux de chaleur produit par le collecteur en énergie cinétique

(courant de convection) et énergie potentiel (chute de pression dans la turbine). Ainsi la différence de densité de l'air causée par l'élévation de température dans le collecteur joue le rôle d'une force d'entraînement. Le déplacement de l'air permet à des turbines situées à l'embouchure de la cheminée de produire de l'électricité à travers des génératrices qui leurs sont couplées. La centrale reste opérationnelle pendant de longues périodes, du fait que, le sol a la capacité d'emmagasiner la chaleur reçue durant le jour et de la libérer suivant le gradient de températures sol -air et les coefficients d'échange thermique. Si on désire augmenter la capacité de stockage, Kreetz [2] propose de fixer des tubes noirs remplis d'eau côte à côte sur la surface du sol au-dessous de la couverture du collecteur (fig. 1.2). Les tubes seront remplis une fois et demeurent fermés de sorte que l'évaporation n'ait pas lieu.

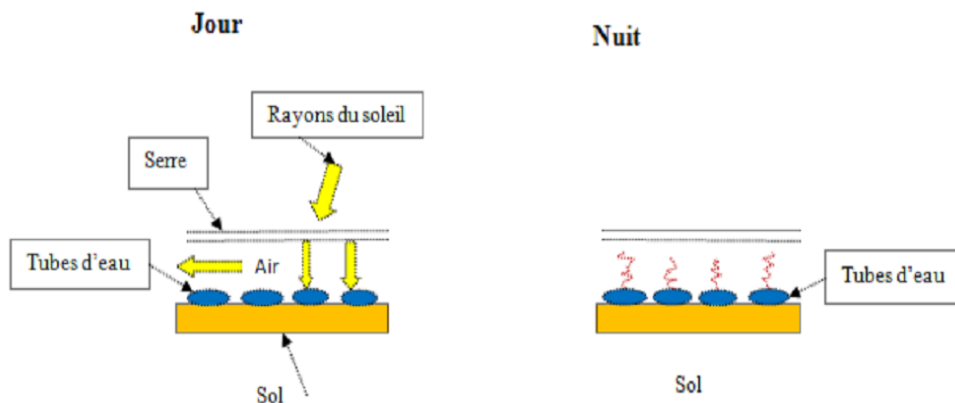


Fig. 1.2 Principe de stockage de l'énergie thermique avec des tubes remplis d'eau

1.3 Avantages des centrales solaires à cheminée

Les avantages principaux de cette technologie sont :

- Le système bénéficie des deux composantes du rayonnement solaire, le direct et le diffus, qui est une énergie inépuisable et gratuite. De plus, le stockage thermique assure un fonctionnement régulier et continu.
- Pas d'émission des gaz à effet de serre.
- La centrale nécessite peu d'entretien comparativement aux autres centrales de production d'énergie (conventionnelles, à concentration et nucléaire), une mécanique simple, et elle peut être construite avec des compétences et des matériaux locaux.
- Pas de frais complémentaire pour assurer le refroidissement de l'installation puisque la centrale restitue les résidus énergétiques automatiquement à l'ambiance ; ce qui permet le refroidissement naturel du système.
- Elles sont particulièrement adaptées à la production d'électricité dans les déserts et les terres arides à peu de valeur commerciale et dotés d'un important gisement solaire.

- Aucun carburant n'est nécessaire.
- Leur construction ne provoque pas de dommages écologiques et peut employer la main d'œuvre locale.

1.4 Inconvénients des centrales solaires à cheminée

- Le coût initial d'investissement est élevé.
- Nécessite une surface d'implantation très importante et dans des régions convenablement ensoleillées pour produire une puissance acceptable telles que la région saharienne. cependant un problème majeur peut surgir pour ces régions où la survenance de tempêtes de sable risquent d'entraver le bon fonctionnement de ces installations, d'où la nécessité d'étude préliminaire de faisabilité ciblant particulièrement ce phénomène.

1.5 Projets de centrale solaire à cheminée

Depuis le début des années 2000, la prise de conscience générale de la problématique environnementale et climatique, concrétisée par les accords de Kyoto en 1997, ainsi que le flou sur l'étendue des réserves d'énergies fossiles, ont relancé les efforts pour élargir la diversité énergétique avec un regain d'intérêt notoire pour l'énergie solaire, selon une approche révisée et des objectifs ambitieux [3]. Il est aujourd'hui reconnu que la plus grande ressource d'énergie techniquement accessible sur la planète est disponible dans les régions désertiques autour de l'équateur [4]. Cette ressource qui est l'énergie solaire est la seule ressource énergétique (renouvelable ou fossiles compris) capable de pourvoir à la totalité de la demande énergétique mondiale sur le très long terme [5].

Dans le concept DESERTEC EU-MENA, des études estiment possible d'ici à 2050 la construction au Moyen-Orient et en Afrique du Nord (MENA: Middle East and North Africa) de centrales suffisantes, non seulement pour satisfaire la demande locale, mais aussi pour exporter 200 GWe à 300 GWe, vers l'Europe via des lignes à courant continu sous haute tension (ou HVDC: High-Voltage-Direct-Current), soit une capacité de 700 TWh/an [6], autrement dit l'équivalent de la production d'électricité d'origine nucléaire de toute l'Europe en 2012.

De nombreux pays se sont engagés dans la construction de centrale solaire à cheminée, tels que la Chine, l'Espagne et les Etats unis.

1.5.1 Prototype de Manzanares

Ce projet pilote à petite échelle est le résultat de la collaboration entre le gouvernement espagnol et les concepteurs allemands Schlaich Bergermann & Partner [7, 8]. L'installation a fonctionné pendant 7 ans de 1982 à 1989 prouvant ainsi que ce concept fonctionnait fournissant ainsi des données utiles pour concevoir des modifications applicables à d'autres échelles, capables de produire des bénéfices.

Les dimensions principales et les données techniques de ce prototype sont données dans le tableau 1.1 suivant :

Tableau 1.1 Données techniques du prototype de Manzanares

Hauteur de la cheminée	194.6 m
Diamètre de la cheminée	10.16 m
Hauteur moyenne de la couverture	1.85 m
Différence de température dans le collecteur ΔT	20° C
Puissance électrique nominale	50 kW
Surface du collecteur en membrane plastique	40 000 m ²
Surface du collecteur en verre	6 000 m ²

La figure 1.3 montre des images du prototype expérimental de Manzanares.



Fig. 1.3 Prototype de Manzanares (Espagne) [9]

1.5.2 Le projet de Borunga [10]

Le projet le plus ambitieux aujourd'hui est celui de Borunga, en Australie (fig. 1.4). Il est développé par la société EnviroMission en collaboration avec le bureau d'ingénierie civile allemand SBP (Schlaich, Bergemann und Partner). La centrale aura une tour de 1000 m de hauteur en béton armé et un diamètre du collecteur de 7000 m. Elle devrait fournir 200 MW de puissance électrique. Les coûts d'investissements sont estimés à 400 millions d'euros, ce qui correspond à environ 2 euros par Watt installé. Comme l'électricité produite par la tour solaire est estimée quatre fois plus chère que celle d'une centrale thermique au charbon, les développeurs d'EnviroMission comptent sur les revenus d'autres activités telles que le tourisme, pour rendre le projet attractif et l'énergie produite compétitive.

Les dimensions principales et les données techniques du prototype sont données dans le tableau 1.2.

Néanmoins il semble, à présent, peu probable que le Projet de Borunga se réalise. La valeur marchande de l'action de l'entreprise à l'Australian Securities Exchange (ASX) est 0,05\$ depuis plus d'un an, selon le site officiel d'EnviroMission. Les travaux, prévus pour 2010 n'ont pas commencé et l'entreprise est apparemment toujours à la recherche d'investisseurs.

Tableau 1.2 Données techniques du projet de Borunga

Hauteur de la cheminée	1000 m
Diamètre de la cheminée	120 m
Diamètre du collecteur	7000 m
Hauteur moyenne de la couverture	1.85 m
Température de l'air chauffé	70°C
Puissance électrique nominale	200 MW
Puissance nominale des 32 turbines	6.25 MW
Prix de production de l'électricité	0.08 €/kWh
Prix d'investissement	2 €/W



Fig. 1.4 Centrale solaire à cheminée de Borunga

1.5.3 La centrale solaire à cheminée de Chine

Il s'agit d'un système de centrale électrique solaire à cheminée dans le Jinshawan, ville de Wuhai en Chine du Nord dans la région autonome de la Mongolie intérieure, où est installée la première usine du pays qui combine l'énergie solaire et l'énergie éolienne pour la production d'électricité [11]. L'unité de production de 200 kW de puissance peut fournir 400.000 kWh d'électricité par an, épargnant ainsi l'équivalent des émissions de 100 tonnes de carbone et économisant 900 tonnes d'eau, par rapport à la production d'énergie au moyen d'une centrale thermique. Soutenu par le Ministère de la Science et de la Technologie du gouvernement régional autonome de Mongolie intérieure, le projet a été Co-conçu et développé par l'Université des sciences et de la technologie de Mongolie intérieure (IMUST) et l'Université Polytechnique de Madrid, en Espagne. La centrale est composée de trois éléments à savoir le capteur solaire, la cheminée et l'aérogénérateur. Sous la couverture en verre, exploitant l'effet de serre, le sable chauffe en absorbant la chaleur du soleil. Le flux d'air chaud transmis à la cheminée assure la production d'électricité en faisant tourner la turbine à l'intérieur de la tour. Le sable est chauffé par le soleil pendant la journée. Une partie de cette énergie est stockée, puis la chaleur est libérée pendant la nuit permettant à la turbine de continuer à fonctionner. La construction a démarré en mai 2009, s'effectuant en trois phases jusqu'à couvrir une superficie totale de 277 hectares et une capacité de production totale de 27,5 MW, après la phase finale dont l'achèvement était prévu en 2013. La puissance générée par l'usine serait ensuite transférée au réseau électrique de Mongolie intérieure.

D'autres centrales solaires à cheminée de ce genre seront construites, en prenant avantage de 2,6 millions de kilomètres carrés de ressources du désert de Chine.

Ce projet n'occupe du désert que des terres incultes. L'exploitation et l'entretien sont également très simples et l'usine solaire ne produira aucune pollution. Cette tour solaire affiche d'excellentes performances en matière de protection de l'environnement.

1.5.4 La centrale solaire à cheminée d'Arizona [10]

Le désert de l'Arizona reçoit en permanence un rayonnement solaire abondant maintenant la température de l'air à 40°C. L'idée est donc de créer un effet de serre à la base d'une tour, de sorte que la température au niveau du sol puisse être augmentée jusqu'à 80 ou 90 degrés. L'air chaud ainsi créé s'engouffre dans la tour et se dirige de bas en haut. Des turbines intégrées au dispositif bénéficient ensuite de l'énergie cinétique de l'air chaud pour fonctionner et produire de l'électricité. La firme australienne Enviro- Mission, spécialisée dans le développement de tours solaires productrices d'énergie, développe actuellement un projet technologique de grande envergure dans le désert de l'Arizona (Fig. 1.5). Faithful & Gould, société nord-américaine de conseil en construction, s'est associée au projet pour ériger cette centrale solaire de 200 MW. Avec la génération de cette puissance électrique, 150 000 foyers américains pourront être alimentés. La Southern California Public Power Authority a déjà accepté d'acheter de l'électricité produite par la tour d'EnviroMission pendant les 30 prochaines années. L'avantage majeur d'après les concepteurs repose sur une génération d'énergie en continu pendant 80 ans, sans avoir pratiquement besoin d'entretien.



Fig. 1.5 la centrale d'Enviro- Mission en Arizona

1.5.5 Projet Espagnol, Ciudad Real [12]

La tour, la plus haute en Europe, s'élancera dans la localité de Fuente el Fresno au centre d'un collecteur solaire en verre. Elle fournira l'équivalent en énergie de 140 000 barils de pétrole et évitera l'émission dans l'atmosphère de 78 000 tonnes de dioxyde de carbone. Réalisée en collaboration avec la compagnie allemande Schlaich Bergermann, par les sociétés espagnoles IMASA et CAMPO3. Les dimensions principales et les données techniques du projet Espagnol sont les suivantes :

- Une cheminée de 750 m de hauteur.
- Un collecteur de 3 km de diamètre, couvrant 350 hectares, dont 250 hectares pourraient être utilisés pour la culture de légumes sous serre.
- Vitesse de l'air dans la cheminée atteignant 12 m/s (43 km/h).
- Puissance de l'installation 40 mégawatts, soit la demande en électricité d'environ 120 000 personnes.
- Coût du projet est d'environ 240 millions d'euros.
- En complément de la production en électricité, le projet permettrait également l'installation d'équipement de télécommunication et de surveillance contre les incendies, et devrait revêtir un aspect touristique en prévoyant un accès au public.

1.5.6 Montagnes solaires : du français raphaël menard - groupe OTH [13]

Le projet ELIOTH est un système de tour solaire inclinée épousant la forme des montagnes permettant son intégration dans le paysage naturel. La surface du globe fournit des appuis naturels grâce au relief, dès lors, monter à 1000 ou 3000 mètres d'altitude ne représente plus un exploit technique majeur, dans la mesure où le conduit de la cheminée épouse le relief et prend appui régulièrement sur le sol (Fig. 1.6).

La société Elioth vise les 500 MW. C'est à dire l'équivalent d'une centrale nucléaire, pour un coût de construction pouvant être inférieur à 1€ par watt installé. Ce projet vise à utiliser les dénivellations naturelles des montagnes pour canaliser la chaleur du soleil en centrale de production d'électricité écologique.

L'innovation du projet Elioth est aussi sa modestie, car le jour où l'humanité disposera d'une source d'énergie efficace et propre, les montagnes solaires seront démontées très facilement, ne généreront pas de cicatrices sur le paysage grâce à leur mode constructif et se recycleront très facilement.

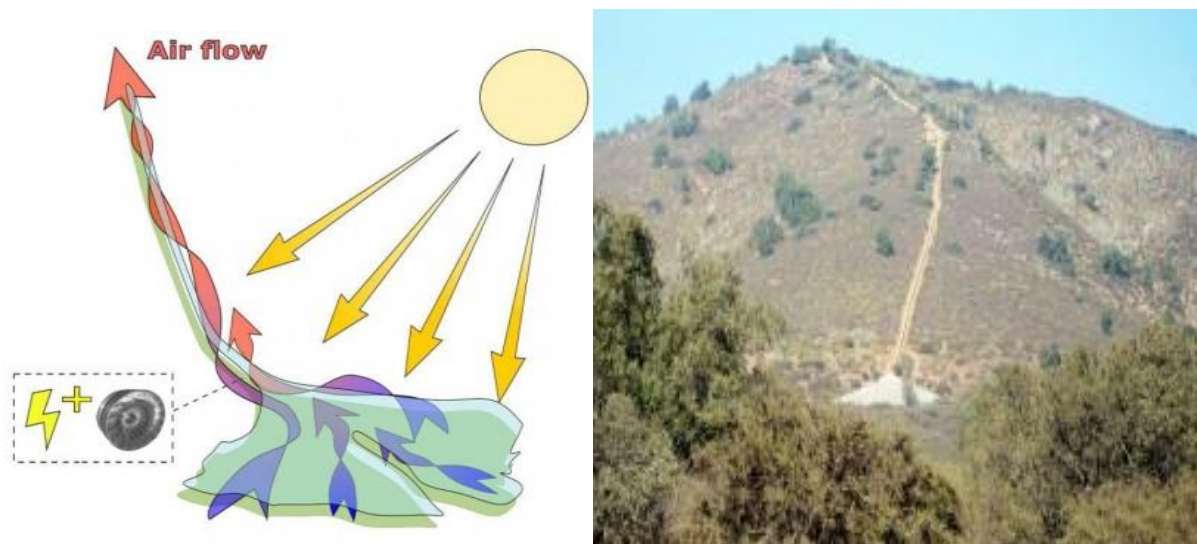


Fig. 1.6 Montagnes solaires

1.5.7 Cheminées solaires flottantes du grec Christos Papageorgiou [14]

L'idée est de diminuer le coût de construction d'une tour solaire classique, à l'aide d'une structure plus légère que l'air, gonflée par exemple à l'hélium. Une partie fixe et lourde au sol permet son inclinaison, la partie montante et légère étant constituée de boudins gonflés. Le projet de tour solaire (fig. 1.7) de cet inventeur Grec est appelée « flottante », mais en fait il s'agit d'une structure souple et flexible fixée au sol dans un désert sec.

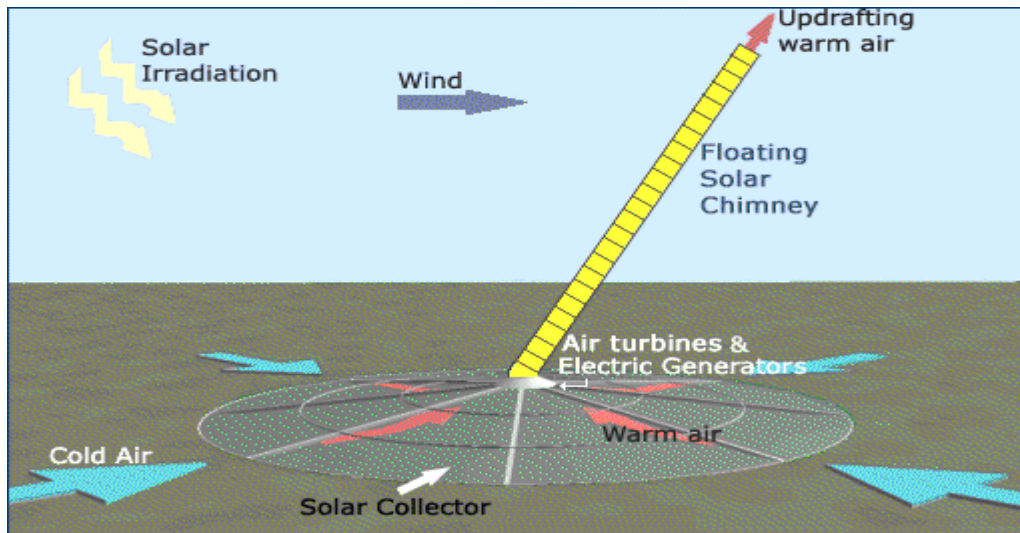


Fig. 1.7 Cheminée solaire flottante

1.6 Conclusion

Les perspectives de l'énergie solaire sont resplendissantes à long terme puisque c'est une énergie quasiment inépuisable, représentant près de 10 000 fois notre consommation énergétique actuelle. A ce niveau, même si une petite partie seulement peut être exploitée, on ne pourra dire qu'on manquera d'énergie. Malgré cela, le solaire ne représente pour l'instant qu'une part infime de notre consommation.

Notre capacité de réconcilier l'homme et la nature par la technologie est cruciale au futur de l'humanité, car la production d'électricité solaire peut apporter une contribution décisive :

- Une réduction dans l'exploitation des énergies fossiles qui sont vouées à l'épuisement.
- Un mode de vie plus élevé qui lui, revient aux ressources énergétique inépuisables et qui ne portent aucune atteinte à notre écosystème.
- Plus d'emploi dans l'association globale, moins de conflits sociaux et réduire la pauvreté dans les pays en voie de développement.

Chapitre II

*Etat de l'art sur les
centrales solaires à cheminées*

2.1 Historique

L'idée de la centrale solaire à cheminée a été proposée initialement par deux ingénieurs allemands, Jorg Schlaich et Rudolf Bergermann en 1976 [15]. En 1979, ils ont développé le premier prototype d'une puissance maximale de 50 kW réalisé à Manzanares, au sud de Madrid, Espagne. Elle se composait d'une cheminée d'un rayon de 5m et d'une hauteur de 195m et d'un collecteur de 120m de rayon et une hauteur variable comprise entre 2m à l'entrée et de 6m à la jonction avec la cheminée. L'installation était opérationnelle de 1982 jusqu'à 1989. Les tests effectués ont montré que l'installation fonctionne de manière fiable et donc que le concept est techniquement viable [16, 17]. Le bilan énergétique, les critères de conception et l'analyse des coûts ont été discutés dans les travaux de Haaf et al. [16]. Une analyse a montré que le coût de production d'électricité de la centrale était de 25 DM / kWh (0,098 USD / kWh sur la base du taux de change moyen de 1983). Depuis lors, aucune centrale solaire à cheminée n'a été construite mais de nombreuses études théoriques et numériques ont été réalisées par de nombreux chercheurs.

2.2 Travaux réalisés

Dans cette partie on passera en revue quelques travaux effectués sur les centrales solaires à cheminée dont l'objectif est d'optimiser leur rendement et d'avoir une bonne maîtrise sur les phénomènes qui s'y produisent.

Atit & Tawit [18] ont réalisé une étude de comparaison des performances des centrales solaires à cheminée en utilisant cinq modèles théoriques simples, proposées dans la littérature. Les paramètres utilisés dans l'étude étaient les différents paramètres géométriques, la végétation et l'insolation.

Gholamalizadeh & al. [19] ont présenté une analyse complète, analytique et numérique, pour prédire la performance d'une centrale solaire à cheminée à Kerman, Iran. L'influence de l'altitude du site sur le potentiel des centrales solaires à cheminée a été aussi considérée dans cette étude.

Chiemeka and Atikol [20] ont étudié la faisabilité d'une installation d'une centrale solaire à cheminée (SCPP) sous les conditions du Nord de Chypre ainsi que le rendement de l'installation pour différentes dimensions telles que le diamètre des collecteurs et la hauteur de la cheminée.

Une analyse dimensionnelle combinant huit variables primitives en une seule variable adimensionnelle qui établit une similitude dynamique entre un prototype et ses modèles mis à l'échelle a été entreprise par Atit et Tawit [21].

Les conditions physiques de base des processus thermodynamiques du fluide dans les centrales solaires à cheminée, y compris le transfert du rayonnement solaire et les difficultés numériques attendues dans la simulation numériques sont résumées dans le travail de Wilfried B. Krätzig [22].

Bernardes & al. [23] ont mené une étude de comparaison des méthodes utilisées pour calculer les flux de chaleur dans le collecteur et de leurs effets sur la performance de la centrale solaire à cheminée.

Les centrales solaires à cheminée sont aussi étudiées numériquement en utilisant le code commercial ANSYS Fluent [24]. L'étude englobe une large gamme d'échelles avec des hauteurs de la tour qui varient entre 1 m (modèle de laboratoire sous-échelle) et 1000 m (la plus grande centrale envisagée).

L'optimisation des composants majeurs de la géométrie de la SCPP pour étudier et améliorer les caractéristiques d'écoulement à l'intérieur de cette dernière est réalisé dans le travail de Sandeep en utilisant un code CFD d'ANSYS CFX [25].

Fei Cao & al. [26] ont conçu un programme, basé sur TRNSYS, pour simuler les performances d'une centrale solaire à cheminée. La constatation faite est que la production d'énergie dans une CSC est plus pertinente à l'irradiation solaire locale qu'à la température ambiante.

Jing-yin Li & al. [27] ont proposé un modèle théorique complet pour l'évaluation de la performance d'une centrale solaire à cheminée (CSC), qui a été vérifié par les données expérimentales du prototype espagnol. Ce modèle tient compte des effets de l'écoulement du fluide et les pertes de chaleur et les chutes de température à l'intérieur et à l'extérieur de la cheminée.

Shadi & al. [28] ont mis au point une installation pilote d'une centrale solaire à cheminée dans le campus sud de l'Université de Damas, en Syrie. Le capteur solaire considéré est incliné à 35° vers le sud avec une superficie approximative de 12,5 m². Le diamètre de la cheminée est de 0,31 m et sa hauteur est de 9 m. Bien que les mesures aient été prises au cours de l'hiver, la température de l'air a augmenté pour atteindre une valeur maximale de 19 °C, ce qui génère une vitesse de l'air ascendant dans la cheminée atteignant une valeur maximale de 2,9 m / s.

Kasaeian & al. [29] ont réalisé une centrale solaire à cheminée pilote avec un collecteur de 10 m de diamètre et une cheminée de 12 m de hauteur. Le gradient de température obtenu entre la sortie du collecteur et l'ambiance atteint 25 °C. Une zone de recirculation de l'écoulement de l'air au bas de la cheminée a été observée après le lever du

soleil, que ce soit pour une journée chaude ou froide. Ce phénomène apparaît avec l'augmentation du rayonnement solaire, et après un certain temps, l'écoulement deviendra régulier à l'intérieur de la cheminée. Une vitesse maximale de l'air de 3m/s a été enregistrée dans la cheminée, tandis que la vitesse à l'entrée du collecteur était nulle.

Hurtado & al. [30], dans leur travail, ont analysé le comportement thermodynamique et la puissance que peut générer une centrale solaire à cheminée en tenant compte du sol en tant que système de stockage de chaleur, à travers une modélisation numérique dans des conditions non stationnaires. L'influence de l'inertie thermique du sol permet un gain de 10% de la puissance générée par les turbines.

Bernardes & al. [31] ont effectué des simulations numériques pour étudier la performance de deux systèmes de contrôle de puissance de sortie applicable aux centrales solaires à cheminée. La variable de commande indépendante utilisée est soit le débit volumique ou la chute de pression au niveau de la turbine. Les valeurs trouvées dans la littérature pour le rapport optimal de la perte de charge au niveau de la turbine par rapport au potentiel de pression varient entre 2/3 et 0,97. Il est montré que le rapport optimal n'est pas constant pendant toute la journée et qu'il dépende des coefficients de transfert de chaleur appliqués au niveau du collecteur. Leur étude est une contribution à la compréhension des performances et du contrôle de la centrale solaire à cheminée et peut être utile dans la conception de turbines destinées à la centrale solaire à cheminée.

Maia & al. [32] ont réalisé une étude exérgétique et énergétique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'une centrale solaire à cheminée. Les résultats obtenus montrent que les pertes d'exergie étaient plus faibles et le rendement était supérieur en considérant la plus basse température ambiante en tant que température de référence, par comparaison à la température ambiante instantanée.

Mehran & al. [33] ont construit une centrale solaire à cheminée pilote avec un collecteur de 3m de diamètre et une cheminée de 2m de hauteur à l'Université de Téhéran, en Iran. La différence de températures entre l'entrée de la cheminée et l'ambiant était de 26.31°C. Les données de sortie pour différentes hauteurs d'entrée de collecteur ont été obtenues et le compte rendu montre que la réduction de la taille d'entrée a un effet positif sur le rendement de l'installation. La recirculation de l'écoulement de l'air au niveau de l'entrée de la cheminée n'est pas observée et ils ont constaté que ce phénomène est directement lié à la géométrie de la structure. La vitesse maximale de l'air est de 1,3 m/s atteinte à l'intérieur de la cheminée tandis que la vitesse à l'entrée du collecteur était autour de zéro.

Un modèle de corrélation entre l'écoulement du fluide atmosphérique et l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une centrale solaire à cheminée (SUT) a été présenté par Xinping & al. [34] en supposant qu'à l'entrée de la centrale le fluide est compressible. Les résultats ont montré que l'écoulement du vent avait une grande influence sur la vitesse d'entrée du fluide dans le collecteur. Avec une augmentation de la vitesse de l'écoulement du vent, la vitesse d'écoulement de fluide à l'intérieur de la centrale augmente.

Atit [35] propose une étude d'une centrale solaire à cheminée avec une surface externe du collecteur inclinée. Cela permettra la réduction de la hauteur de la cheminée et le coût de la construction.

Atit & Tawit [36], dans cette étude, ont modélisé théoriquement le capteur solaire, la cheminée et la turbine. Le modèle est utilisé pour prédire les caractéristiques des performances de grandes centrales solaires à cheminée montrant ainsi la taille de la centrale, le facteur de perte de charge au niveau de la turbine et le flux solaire sont des paramètres importants pour l'amélioration des performances de cette dernière. En outre, l'étude propose, pour répondre à la demande d'électricité d'un village typique en Thaïlande, une centrale dotée d'un collecteur de 200m de rayon et d'une cheminée de 400m de hauteur. En outre, il est montré que le rapport optimal entre la pression d'aspiration de la turbine et la pression d'entraînement disponible pour l'installation proposée est d'environ 0.84.

Le but de l'étude proposé par Roozbeh & al. [37] est de procéder à une analyse numérique plus détaillée d'une centrale solaire à cheminée. Un modèle mathématique basé sur les équations de Navier-Stokes, les équations de continuité et de l'énergie a été développé pour décrire le mécanisme de la centrale solaire à cheminée en détail. Deux simulations numériques différentes ont été réalisées pour la géométrie du prototype de Manzanares, Espagne. Tout d'abord, les équations régissant l'écoulement ont été résolues numériquement en utilisant une technique itérative. Ensuite, la simulation numérique a été réalisée en utilisant le logiciel Fluent. Les résultats ont été comparés avec les données expérimentales disponibles pour évaluer la validité du modèle. La distribution de température, les champs de vitesse et de pression dans le capteur solaire sont illustrées pour trois radiations solaires différentes. Une concordance quantitative a été obtenue entre les données expérimentales du prototype de Manzanares et les deux résultats numériques.

Des simulations numériques ont été réalisées pour analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et l'écoulement de l'air dans une centrale solaire à cheminée avec une couche de stockage d'énergie [38]. Différents modèles mathématiques pour le collecteur, la cheminée et le système de stockage d'énergie ont été établis et l'effet du rayonnement solaire

sur la caractéristique d'accumulation de l'énergie thermique dans la couche de stockage d'énergie a été analysé. Les résultats des simulations numériques montrent que :

- Le taux d'accumulation de chaleur au niveau de la couche de stockage diminue d'abord et puis augmente avec l'augmentation du rayonnement solaire de 200 W/m² à 800W/m².
- La pression statique relative diminue tandis que la vitesse augmente de manière significative à l'intérieur du système avec l'augmentation du rayonnement solaire.
- La température moyenne à la sortie de cheminée et dans la couche de stockage peut augmenter de manière significative avec l'augmentation du rayonnement solaire.

Penghua & al. [39] ont montré dans leur étude que, dans une centrale solaire à cheminée, seule une fraction de la différence de pression totale disponible peut être utilisée pour faire tourner la turbine et produire de l'énergie électrique. Le rapport optimal de la chute de pression de la turbine à la différence de pression totale disponible dans une telle installation est étudié en utilisant une analyse théorique et les simulations numériques 3D. Les valeurs trouvées dans la littérature pour le rapport optimal varient entre 2/3 et 0,97. Cependant, la proportion optimale varie avec l'intensité du rayonnement solaire et se situe autour de 0,9 pour le prototype espagnol. En outre, les rapports optimaux obtenus à partir de l'approche analytique sont proches de ceux de la simulation numérique et leurs différences sont principalement causées par la négligence de pertes aérodynamiques associées à la friction et l'écoulement de séparation. Cette étude peut être utile pour l'estimation préliminaire de la performance de la centrale et le choix stratégique de la puissance de régulation pour les turbines destinées aux centrales solaires à cheminée.

Wenqing & al. [40], dans leur étude, considèrent deux modèles géométriques pour la simulation numérique à l'échelle industrielle d'une SCPP d'une puissance avoisinant les 10 MW. Dans le modèle 1, l'écoulement du vent atmosphérique (ambient crosswind, ACW) agit à la fois à la sortie de la cheminée et à l'entrée du collecteur. Dans le modèle 2, ACW n'agit qu'au niveau de la sortie de la cheminée. L'écoulement du fluide, le transfert de chaleur et les performances de la SCPP sont étudiés et discutés. Ils ont constaté que l'effet négatif de l'ACW se produit uniquement à l'entrée du collecteur, avec de l'air entrant à une température basse dans le collecteur en modifiant la distribution du fluide et la détérioration de la force de flottabilité. Tandis que l'effet positif se produit à la sortie de la cheminée, avec un écoulement assez fort du vent soufflant au niveau de la sortie de la cheminée, provoque une augmentation de la flottabilité du fluide à l'intérieur de la cheminée. Pour éviter toute détérioration et améliorer la performance globale de SCPP, des mesures efficaces peuvent être prises pour

éviter une forte pénétration de l'air ambiant dans le collecteur et aussi d'induire des effets bénéfiques de la vitesse du vent aux hautes altitudes soufflant en travers la sortie de la cheminée.

Dans la même optique d'étude de l'impact de l'écoulement du vent à travers l'entrée du collecteur et la sortie de la cheminée sur la puissance générée par une CSP, une analyse numérique sur les performances de cette dernière identiques au prototype de Manzanares, Espagne, exposée au vent soufflant avec différentes vitesses a été effectuée dans le travail de Tingzhen & al. [41]. Un modèle géométrique comprenant la centrale et son environnement extérieur est considéré ainsi que, les modèles mathématiques pour décrire l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur et la puissance générée de l'ensemble du système sont en outre mis au point. La répartition de la pression, la température et la vitesse de l'air dans l'ambiance et à l'intérieur de la centrale avec la puissance de sortie sont analysées. Les résultats des simulations numériques révèlent que la vitesse du vent a une influence sur les performances de la centrale de deux manières. D'une part, lorsque le vent est comparativement faible, il détériore le champ d'écoulement et réduit la puissance de sortie de la CSC. D'autre part, il augmente le débit massique et la puissance de sortie si l'écoulement du vent est assez important.

Gholamalizadeh & Kim [42] ont étudié un cas tridimensionnel en régime instationnaire avec un modèle de turbulence RNG k- ϵ , élaboré à l'aide d'un code de calcul de dynamique des fluides (CFD). Dans leur étude, pour résoudre l'équation de transfert radiatif, le modèle de rayonnement à ordonnées discrètes (DO) a été mis en œuvre en utilisant un modèle de rayonnement à deux bandes. Des simulations ont été effectuées pour un système avec des paramètres géométriques identiques à ceux de la centrale Manzanares. Sur la base des résultats numériques, le profil de température au niveau de la surface du sol, le rendement du capteur thermique et la puissance ont été validés par comparaison avec des données expérimentales du prototype. L'analyse a montré que la simulation de l'effet de serre a un rôle important pour prédire avec précision les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur dans les systèmes de centrale solaire à cheminée.

Gholamalizadeh & Kim [43] ont conçu un algorithme génétique multi-objectif pour obtenir la meilleure combinaison de paramètres géométriques de la centrale électrique, à savoir, le rayon du collecteur, la hauteur de la cheminée et le diamètre de la cheminée. Deux configurations différentes de centrales solaires à cheminée ont été envisagées à savoir la centrale pilote de Kerman et celle du prototype de Manzanares. Basé sur les solutions optimales, la meilleure configuration pour chaque centrale a été sélectionnée. Leur document

fournit une conception et une méthode d'optimisation très utile pour les systèmes de centrale solaire à cheminée.

Cristiana & al. [44] ont effectué une étude analytique et numérique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'une centrale solaire à cheminée. Les équations de conservation et de transport qui décrivent le flux ont été modélisées et résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis en coordonnées généralisées. Les résultats numériques ont été validés par comparaison avec les données expérimentales. Le modèle développé a été utilisé pour la simulation de l'écoulement du fluide dans une CSC avec des configurations opérationnelles et géométriques différentes de celle trouvées dans le prototype expérimental. L'analyse a montré que la hauteur et le diamètre de la tour sont les variables physiques les plus importantes pour la conception d'une telle centrale.

Des simulations numériques sont réalisées pour estimer le rapport optimal de la chute de pression de la turbine au potentiel de la pression totale (facteur X) en tant que variable indépendante de contrôle [45]. Les résultats montrent que les valeurs du facteur-X restent proches de 0,8 pour des périodes où le gain de chaleur est assez considérable que ce soit du rayonnement solaire ou du sol. Cependant, les valeurs du facteur-X ont tendance à baisser. En hiver, cette tendance est plus accentuée, en raison de la baisse des gains de chaleur du système.

Xinping & Yangyang [46], dans leur article, ont présenté l'historique technique de la centrale solaire à cheminée. Ses caractéristiques ainsi que son principe de fonctionnement ont été décrits. Les études expérimentales, les principaux facteurs dans la modélisation théorique et les études de coûts au cours de ces dernières décennies sont examinées. Les caractéristiques technologiques des nouvelles CSC non conventionnelles sont discutées ainsi que leurs impacts sur l'environnement et les conditions de production d'électricité pour la technologie de CSC.

Zou & al. [47] ont présenté un nouveau concept hybride de CSC, nommé solar enhanced natural draft dry cooling tower (SENDICT), dans lequel les capteurs solaires sont ajoutés à SENDICT pour accroître leur performance. Le but d'utiliser l'énergie solaire dans ce nouveau système est d'augmenter l'aspiration à travers la tour. Les résultats préliminaires indiquent qu'avec ce nouveau concept, la hauteur de la cheminée peut être considérablement réduite. Une autre manière d'exploiter les avantages supplémentaires possibles sur le coût serait de réduire la surface du collecteur solaire tout en maintenant une même hauteur de la tour. Chaque option conduit à la réduction des coûts au-dessus du coût supplémentaire du champ de capteurs solaires. Une autre option consiste à mettre un investissement

supplémentaire sur le collecteur solaire pour une puissance supplémentaire en raison de l'augmentation de la surface du collecteur solaire. Le SENDDCT est également un procédé beaucoup plus efficace que celui d'une CSC classique car l'investissement supplémentaire dans le SENDDCT est sur le collecteur solaire et il représente une petite fraction dans l'investissement d'une CSC mais il permet une génération de puissance électrique supérieure à celle produite dans une CSC classique.

Xiping & al. [48] ont présenté un modèle mathématique décrivant l'écoulement du fluide compressible, le transfert de chaleur et la distribution de la pression dans un courant ascendant à l'intérieur d'une CSC présentant un collecteur incliné.

Pour évaluer la génération de puissance dans les CSC, Krätzig & al [49] ont procédé à des simulations numériques comprenant tous les processus physiques dans les composants de l'installation. A cet effet, la formulation thermodynamique de l'écoulement du fluide a été décrite. Un aspect important est la modélisation de la transformation du rayonnement solaire en chaleur transmis au fluide en écoulement dans le collecteur ; ce qui nécessite la combinaison de différents domaines de la physique, tels que la thermodynamique, la mécanique des fluides et le rayonnement. Tout cela conduit à une description de processus hautement non linéaire, pour lesquels une solution rapide des algorithmes informatiques sont développés.

Pen & al. [50] ont proposé une approche numérique tridimensionnelle intégrant le transfert par rayonnement pour étudier les effets du rayonnement solaire, de la chute de pression au niveau de la turbine et de la température ambiante sur les performances d'une centrale solaire à cheminée. Les résultats de la simulation montrent que le modèle de rayonnement est essentiel dans la prévention de la surestimation de l'énergie absorbée par la centrale solaire à cheminée (SCPP). Les prédictions de la perte de charge maximale au niveau de la turbine avec le modèle de rayonnement adopté sont plus compatibles avec les données expérimentales que celles négligeant le transfert de chaleur par rayonnement à l'intérieur du collecteur. En outre, l'effet de la température ambiante sur la puissance délivrée est négligeable.

Larbi et al. [51], dans leur travail, ont procédé à une analyse des performances d'une centrale solaire à cheminée installée dans le sud-ouest algérien. L'installation peut développer une puissance de 140 à 200 kW sur un site comme Adrar au cours de l'année, selon une estimation faite sur la moyenne mensuelle de l'ensoleillement. Chergui et al. [52] ont présenté une étude qui consiste en une modélisation d'un écoulement de fluide dans une centrale

solaire à cheminée en régime laminaire et sous la convection naturelle, selon certains paramètres dominants.

Asnaghi & al. [53] ont développé un modèle numérique pour simuler les performances d'une centrale solaire à cheminée dans différentes régions d'Iran. La centrale solaire est destinée à alimenter en électricité les villages qui se trouvent hors réseau et d'utiliser le collecteur solaire comme serre agricole. Selon les conditions météorologiques mensuelles moyennes, la production en électricité de la dite centrale peut atteindre les 28MWh pour les différents mois de l'année.

Fei & al. [54] ont établi un modèle de transfert de chaleur utilisé pour comparer les performances d'une centrale solaire à cheminée standard (CSCPP) à deux autres centrales (SSCPPs) dotées chacune d'elles d'une surface de captation inclinée de 30° et 60° respectivement. L'étude est réalisée pour différentes latitudes en chine. Les résultats ont montré que l'implantation des centrales solaires à cheminée aux surfaces inclinées convient aux régions de hautes latitudes (nord-ouest de chine), par contre, les centrales standard auront un rendement meilleur dans les régions sud-est et l'est de chine.

Marco & al. [55] ont analysé le processus physique de stockage de chaleur sensible dans le collecteur solaire d'une centrale solaire à cheminée en tenant compte du transfert de chaleur dans le sol par conduction, la convection de chaleur et le rayonnement solaire et l'utilisation des bacs d'eau. Des simulations ont été effectuées en faisant varier l'épaisseur des bacs d'eau avec et sans isolation tout en considérant l'effet de stratification thermique.

Pasumarthi & Sherif [56] ont développé un modèle mathématique pour étudier l'effet des conditions environnementales et de la géométrie sur la température de l'air, la puissance produite et la vitesse de l'air dans la centrale solaire à cheminée. Ils ont aussi développé trois modèles de centrale en Floride et rapporté les données de l'expérimentation pour évaluer la viabilité du concept de la centrale [57]. Padki & Sherif [58] ont développé un modèle simple pour étudier l'influence des paramètres géométriques sur les performances énergétiques de la centrale solaire à cheminée. Lodhi [59] a présenté une analyse de l'effet de la hauteur de la cheminée sur la puissance produite et sur l'efficacité et a estimé le coût d'une implantation d'une centrale dans les pays industriels.

Bernardes et al. [60] ont présenté une analyse théorique de la tour dont le régime d'écoulement est laminaire en convection naturelle et pour un cas stationnaire. Afin de prévoir le comportement thermo-hydrodynamique de l'air, les conditions de température à l'admission ont été imposées de façon à garantir un écoulement laminaire régulier le long du dispositif.

Gannon et Backström [61] ont développé une analyse thermodynamique du cycle idéal de l'air pour définir les limites de fonctionnement du système, son efficacité et les relations qui lient les principales variables tout en introduisant les pertes par frottement à travers le système et les pertes cinétiques à la sortie de la cheminée. Ils ont aussi présenté des études expérimentales sur les performances de la turbine. Pastohr & al. [62] ont modélisé le prototype de Manzanares à l'aide d'un code CFD dans le but d'effectuer une analyse plus détaillée dans la description du mode de fonctionnement et la détermination du rendement du système. Ils confirment que la chute de pression dans la turbine et le débit massique, éléments décisifs sur l'efficacité du système, ne peuvent être déterminés qu'avec l'accouplement de toutes les parties d'une centrale solaire à cheminée.

Dehghani & al. [63] dans leur travail rapporte la mise en œuvre d'une méthode d'optimisation multi-objective en utilisant des techniques des algorithmes évolutionnaires afin de déterminer la configuration optimale de la centrale solaire à cheminée. Les deux fonctions objectives qui sont considérés simultanément dans l'analyse sont la puissance générée et le coût de l'installation. Les paramètres de conception de la dite centrale comprennent le diamètre du collecteur, la hauteur de la cheminée et le diamètre de la cheminée. En outre, les effets du rayonnement solaire et de la température ambiante sur la production d'énergie électrique de l'installation ont été étudiés. Et il a été conclu que la puissance générée par la centrale pourrait être considérablement augmentée avec le rayonnement solaire. Cependant l'augmentation de la température ambiante pourrait réduire légèrement la puissance de sortie.

Bernardes [64] montre, à travers des simulations numériques du modèle mathématique adopté pour étudier l'influence de la diffusivité thermique et de l'effusivité thermique pour certaines propriétés thermiques du sol, que les matériaux avec une effusivité et une diffusivité thermique moins importantes peuvent diminuer sensiblement le pic de la puissance générée pour des périodes où le gain de chaleur est plus élevé.

Chergui & al. [65], dans leur étude, ont mis en relief l'importance du gisement solaire, disponible dans le sud Algérien notamment la région d'Adrar, sur le rendement d'une CSC.

Chergui & al. [66], dans l'étude des caractéristiques de l'écoulement de l'air dans une centrale solaire à cheminée, ont déterminé le champ de vitesse et la distribution de la température par la résolution des équations conservatrices qui régissent l'écoulement, en utilisant la méthode des volumes finis. Etait étudié aussi, l'effet du régime de l'écoulement sur l'analyse des performances des CSC.

Chergui & al. [67] ont étudié les performances d'une centrale solaire à cheminée (CSC) en fonction de quelques paramètres géométriques et physiques à savoir, la hauteur de

la cheminée et l'irradiation solaire. Par la suite, ils ont effectué une modélisation bidimensionnelle d'un écoulement en régime transitoire en convection naturelle dans une géométrie semblable à celle d'une cheminée solaire pour la prédiction du comportement thermo-hydrodynamique du mouvement d'air à travers un système axisymétrique avec des conditions aux limites bien définies.

Chergui & al. [68,69] se sont penché sur l'analyse du comportement hydrodynamique de l'écoulement d'air dans un système axisymétrique tel que les cheminées solaires, avec des conditions aux limites bien posées. La considération particulière est donnée à un exemple d'application du problème laminaire dans une convection naturelle se produisant dans une centrale solaire à cheminée.

Chergui & al. [52] ont développé un code numérique de CFD qui a été validé par les Benchmark de Vahl Davis pour la convection naturelle. L'effet des paramètres géométriques et opérationnels sur les performances d'une CSC a été réalisé. L'influence du rapport de l'élévation du toit du collecteur 'e' à la hauteur de la tour 'H' a été identifié pour deux cas $e/H = 0.1$ et $e/H = 0.01$ avec $e = d$, diamètre de la tour. La surface du collecteur, la hauteur de la tour et la force d'entraînement de l'écoulement c.-à-d. la différence de températures ont été prises en compte à travers la variation du nombre de Rayleigh (Ra). Ainsi le champ de vitesse et la distribution de la température dans le système ont été évalués en fonction du nombre de Ra.

L'avènement de logiciels CFD dans ce domaine a eu un impact significatif. Le principal avantage de cette approche est son potentiel de réduction de l'ampleur et le nombre d'expériences nécessaires pour décrire de tels types de flux. D'autre part, le rendement thermodynamique d'un dispositif ou d'un procédé peut être évalué par la mesure de l'irréversibilité générée. L'analyse de la deuxième loi de la thermodynamique a été largement utilisée pour évaluer les sources d'irréversibilité des écoulements et de systèmes thermiques. Économiser l'énergie utile dépend de la conception thermodynamique efficace des processus de transfert de chaleur. Les procédés de conversion d'énergie sont accompagnés d'une augmentation de l'entropie irréversible, ce qui conduit à une diminution de l'exergie (énergie disponible). Ainsi, même si l'énergie est conservée, la qualité de l'énergie diminue parce que l'énergie est convertie en une forme d'énergie différente à partir de laquelle moins de travail peut être obtenu. La minimisation de la production d'entropie se traduira par des modèles plus efficaces des systèmes énergétiques. Par conséquent, au cours des dernières années, la minimisation de la production d'entropie est devenue un sujet de grand intérêt dans les écoulements du fluide et les fluides caloporteurs en particulier.

Bejan [70] s'est intéressé sur les différentes raisons de la production d'entropie en génie thermique appliquée lorsque la génération de l'entropie détruit le travail disponible (exergétique) d'un système. Par conséquent, il est logique de se concentrer sur l'ingénierie de l'irréversibilité de transfert de chaleur et les processus d'écoulement de fluide et d'essayer de comprendre la fonction des mécanismes de production d'entropie associés. Bejan [71] a également procédé à un examen approfondi sur la minimisation de la production d'entropie. L'examen a retracé le développement et l'adoption de la méthode dans plusieurs secteurs de l'ingénierie thermique traditionnelle et la science. En outre, de nombreux chercheurs ont étudié la génération d'entropie pour les différents écoulements. La deuxième analyse de la loi de transfert de chaleur du flux tourbillonnant à travers un conduit cylindrique a été étudiée par Mukherjee et al. [72]. Ils ont calculé le taux de génération d'entropie.

Mahmud et Fraser ont également étudié l'analyse de la deuxième loi dans les problèmes de convection fondamentaux de transfert de chaleur [73] et l'analyse thermodynamique des flux et le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal avec deux plaques parallèles [74].

Sahin [75-79], Yilbas et al. [80], Shuja et al. [81], Demirel et Kahraman [82] et Abbassi et al. [83] ont réalisé de nombreuses études sur l'analyse de la deuxième loi et la génération d'entropie due à un transfert de chaleur et le frottement du fluide s'écoulant sous diverses conditions dans un conduit. Shuja et al. [84,85] ont analysé la génération d'entropie dans les jets tourbillonnant sur un mur adiabatique et un jet incident [86] pour diverses conditions d'écoulement.

Etant donné que le sud Algérien dispose d'un gisement solaire assez considérable, une perspective peut s'ouvrir à nous et qui consiste à promouvoir le domaine des énergies renouvelables dans cette région en favorisant notamment, l'implantation des installations de conversion énergétique fonctionnant grâce au rayonnement solaire, dans le but d'alimenter en électricité les régions éloignées. Le but de cette démarche est d'offrir à la population locale toute les commodités nécessaires à la vie quotidienne afin de réduire le phénomène d'exode et rendre la région plus attractive aux autres populations, notamment les touristes. Et pour ce fait, une étude préliminaire s'impose et elle doit se faire dans les meilleurs délais. La raison pour laquelle on a fait appel à un code de simulation, en occurrence le code saturne et le code Syrthes. Cela nous permettrait un gain en temps et en argent.

2.3 Objectif du travail

Des études à caractères théoriques et expérimentales ont été menées sur les centrales solaires à cheminée dont leurs objectifs principaux se résument, à l'optimisation du rendement desdites centrales, la maîtrise des phénomènes qui s'y produisent (les transferts de chaleurs, le rayonnement et le stockage thermique). Ainsi que, l'influence de certains paramètres physiques tels que, la hauteur et le diamètre de la tour, la taille du collecteur et les conditions météorologiques (rayonnement solaire et la température ambiante) sur l'écoulement qui s'effectue à travers la centrale. L'objectif de notre travail est consacré à l'amélioration du rendement d'une centrale solaire à cheminée. Dans cette optique, des modifications géométriques sont à envisager. En premier lieu, une étude de comparaison entre les deux moyens de stockage qu'on peut utiliser dans notre installation, en occurrence le sol et l'eau, et leurs impact sur le rendement de la centrale et dans la durée de son fonctionnement dont l'intérêt est focalisé sur l'évaluation de la puissance que peut produire une centrale solaire à cheminée implantée dans le sud algérien, région d'Adrar, et cela pour tous les mois de l'année.

En deuxième lieu, des modifications géométriques ont été opérées sur la centrale afin d'étudier leurs effets sur l'écoulement, d'où le concept de minimisation de la production d'entropie a été étudié dans un but d'optimisation afin de faire valoir la configuration géométrique la mieux adaptée. Et ce, pour deux cas de figure. Dans le premier cas on prendra la partie sol, se trouvant sous le collecteur, comme partie de stockage dans la centrale solaire à cheminée. Cependant, pour le deuxième cas de figure, le système de stockage considéré est composé de la partie sol ainsi que des bacs remplis d'eau, occupant toute la surface au-dessous du collecteur, recouverts d'une couverture transparente, pour éviter le phénomène d'évaporation.

Dans la première configuration on a opté pour un diffuseur placé au niveau de la jonction entre la sortie du collecteur et l'entrée de la cheminée.

Dans la deuxième configuration, nous avons joué sur l'inclinaison du couvercle transparent (toit du collecteur). Dans la littérature, on opte généralement pour une surface externe du collecteur, une surface horizontale ou une surface inclinée avec une pente vers la base de la cheminée [24-26, 32, 87-88]. Dans notre cas, on va opter pour les trois configurations possibles, à savoir :

- Un couvercle horizontal

- Un couvercle incliné vers la base de la cheminée de sorte à obtenir une section de passage qui diminue en direction de la sortie du collecteur. La hauteur de la couverture au niveau de l'entrée du collecteur est égale au double de celle à la sortie du collecteur.
- Un couvercle incliné vers l'entrée du collecteur de sorte à avoir une section de passage qui augmente en direction de la sortie du collecteur. La distance qui sépare la couverture de la surface du sol, au niveau de la sortie du collecteur, est deux fois plus grande à celle se trouvant à l'entrée du collecteur.

Pour la troisième configuration, sachant que dans la littérature on opte généralement pour un diamètre constant ou une forme conique pour la cheminée [113], dans notre cas, nous allons opter pour les trois configurations, à savoir un diamètre constant de la tour, une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée et enfin une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée avec 10% de réduction du diamètre de la tour.

Dans la quatrième configuration, on regroupe toutes les modifications considérées sur un seul modèle de centrale.

Ainsi, on termine par un choix du modèle le mieux adaptés pour améliorer principalement le rendement d'une centrale solaire à cheminée.

Chapitre III

Etude énergétique d'une centrale solaire à cheminée

3.1 Introduction

La centrale solaire à cheminée qui est une source d'énergie propre est constituée de trois composantes essentielles à savoir le collecteur, la cheminée et la turbine. Cet ensemble fonctionne en un système ouvert. Il existe plusieurs facteurs qui peuvent influencer sur les performances du système. Ceux-ci peuvent être les conditions environnantes du site d'implantation, les dimensions, les matériaux utilisés pour la construction des composants de la tour et du capteur solaire, la nature du sol sous le collecteur et le système de stockage éventuellement utilisé pour permettre le fonctionnement de la centrale pendant de plus longues périodes.

Plusieurs études effectuées pour déterminer les performances énergétiques d'une centrale solaire à cheminée ont démontré la faisabilité et la rentabilité de ce type de système en comparaison avec d'autres types de centrales de production d'énergie.

On présente dans ce chapitre une étude théorique de chacun de ces trois composants à savoir, le collecteur solaire, la cheminée et la turbine à air.

3.2 Le collecteur solaire

Le collecteur solaire utilise le principe de la captation par effet de serre pour le chauffage de l'air. Le fonctionnement d'un collecteur à basse température par effet de serre s'explique par le fait que le verre est un matériau quasiment transparent au rayonnement solaire alors qu'il est presque opaque au rayonnement infrarouge. Un flux solaire traversant une vitre et venant chauffer un corps derrière cette vitre (l'absorbeur) se trouve donc piégé, parce que le rayonnement émis par l'absorbeur ne peut traverser la vitre. Dans le cas de l'application du collecteur pour une centrale solaire à cheminée, le sol joue le rôle de l'absorbeur. La périphérie du collecteur est ouverte au milieu ambiant alors que sa partie centrale est directement connectée à la base de la cheminée.

Les hypothèses retenues dans la modélisation du capteur solaire sont les suivantes :

- Le régime de fonctionnement est stationnaire.
- Chacun des éléments du collecteur se trouve à une température moyenne.
- La couverture du collecteur est opaque aux radiations infrarouges.
- Le ciel est assimilé à un corps noir.
- Les propriétés physiques des composants du système sont indépendantes de la température.
- L'effet des poussières, de la crasse et de l'ombre portée sur l'absorbeur est négligé.
- Le profil vertical de la température est constant.

- L'écoulement dans le collecteur est considéré comme un écoulement entre deux plaques planes.
- Il n'y a pas d'évaporation dans le collecteur.
- L'écoulement est axisymétrique à travers le collecteur.
- Les transferts de chaleur par conduction dans le sens de l'écoulement sont négligés.
- Le gradient transversal de la température dans l'absorbeur est négligé.
- La température à la surface du sol, en contact avec l'absorbeur, est considérée égale à celle de ce dernier.

La figure 3.1 illustre les phénomènes de transmission de la chaleur dans le collecteur :

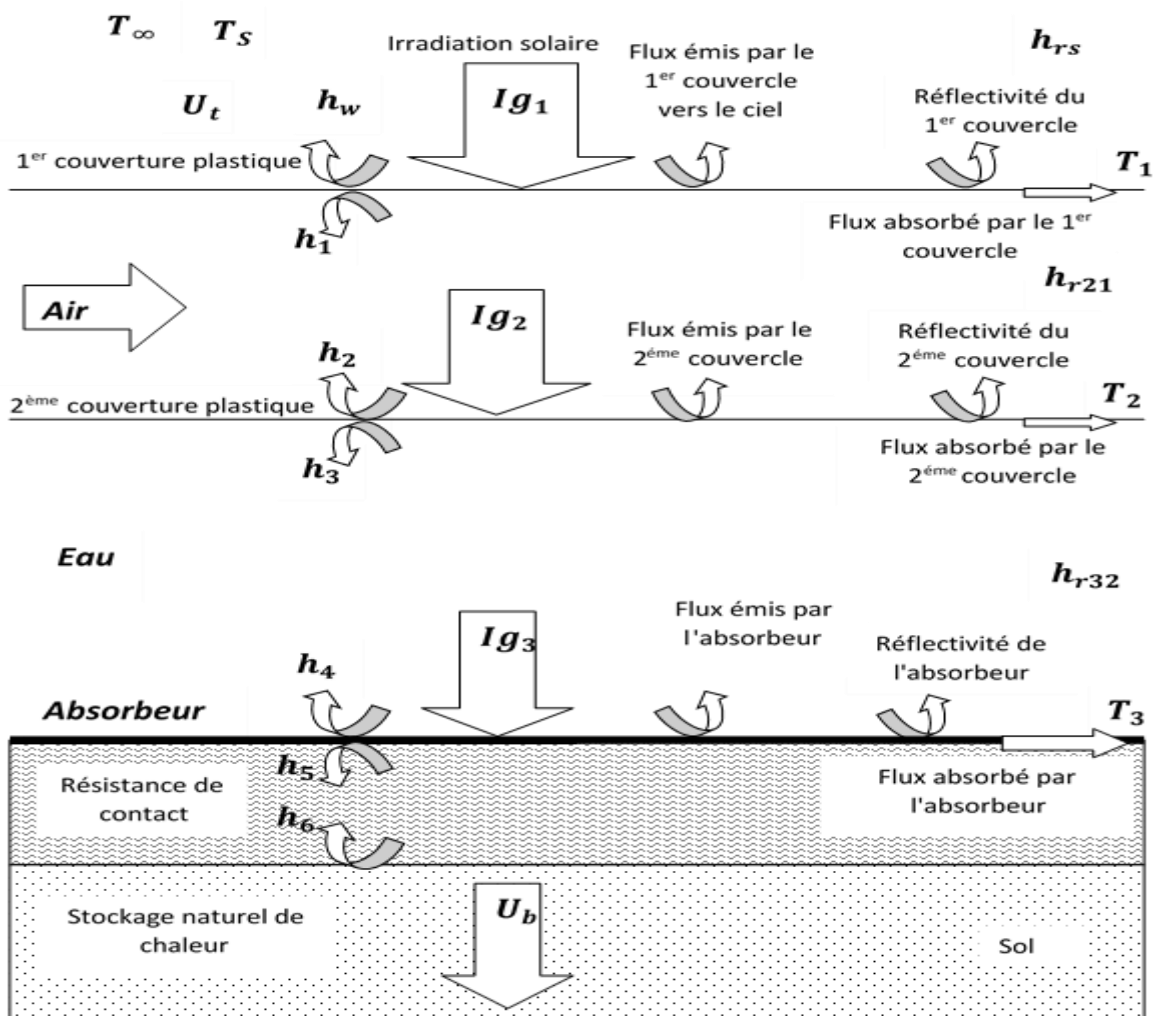


Fig. 3.1 Les phénomènes de transmission de la chaleur au niveau du collecteur

3.2.1 Bilan thermique au niveau du collecteur

Le système d'équations obtenu à partir des bilans d'énergies effectués sur le collecteur solaire est donné par :

- **Bilan au niveau de la paroi externe du collecteur :**

$$I g_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_1(T_{f1} - T_1) = h_w(T_1 - T_\infty) + h_{rs}(T_1 - T_s) \quad (3-1)$$

- **Bilan au niveau du fluide en écoulement :**

$$h_1(T_1 - T_{f1}) = h_2(T_{f1} - T_2) + \rho \quad (3-2)$$

- **Bilan au niveau de la deuxième couverture plastique :**

$$I g_2 = h_3(T_2 - T_{f2}) + h_2(T_2 - T_{f1}) + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_{r32}(T_2 - T_3) \quad (3-3)$$

- **Bilan au niveau de l'eau de stockage :**

$$h_3(T_2 - T_{f2}) = h_4(T_{f2} - T_3) \quad (3-4)$$

- **Bilan au niveau de l'absorbeur :**

$$I g_3 = h_4(T_3 - T_{f2}) + h_5(T_3 - T_{f3}) + h_{r32}(T_3 - T_2) + U_w(T_3 - T_{3,0}) \quad (3-5)$$

- **Bilan au niveau de la couche de résistance thermique :**

$$h_5(T_3 - T_{f3}) = h_6(T_{f3} - T_4) \quad (3-6)$$

- **Bilan au niveau de l'interface sol-couche de résistance thermique :**

$$h_6(T_{f3} - T_4) = U_b(T_4 - T_{4,0}) \quad (3-7)$$

Avec :

h_1, h_2, h_3, h_4, h_5 et h_6 : Les coefficients d'échanges convectifs entre la paroi externe et l'air en écoulement, entre le couvercle plastique et l'air en écoulement, entre le couvercle plastique et l'eau de stockage, entre l'eau de stockage et l'absorbeur, entre l'absorbeur et l'air, entre l'air et la surface du sol, respectivement.

h_{r21} et h_{r32} : Les coefficients d'échanges radiatifs entre la paroi externe et le film plastique, entre le film plastique et l'absorbeur, respectivement.

T_1, T_2 et T_3 : Les températures de la paroi externe, du couvercle plastique, de l'absorbeur et de la surface du sol, respectivement.

T_{f1}, T_{f2} et T_{f3} : La température moyenne de l'air en écoulement, température moyenne de l'eau de stockage et la température de l'air entre l'absorbeur et la surface du sol, respectivement.

U_b, U_t et U_w : Les coefficients de transfert de chaleur à la surface de l'absorbeur plus celui du sol, coefficient de perte de chaleur vers l'atmosphère et le coefficient de transfert de chaleur dans l'eau de stockage, respectivement.

Ig_1, Ig_2 et Ig_3 : Rayonnement solaire reçu par la paroi externe, le film plastique et l'absorbeur, respectivement.

En supposant que la température varie d'une manière linéaire sur chaque section du collecteur, on écrit que la température moyenne est égale à la moyenne arithmétique :

$$T_f = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2} \quad (3-8)$$

Le flux de chaleur net transmis à l'air en écoulement peut être défini par rapport à la température moyenne du fluide et la température d'entrée, comme suit :

$$q = \Gamma(T_f - T_{f,i}) \quad (3-9)$$

avec $\Gamma = \frac{\dot{m}C_p}{\pi rL}$

où $T_f, T_{f,i}$ et $T_{f,o}$ représentent la température moyenne, la température d'entrée et la température de sortie du fluide, respectivement.

En remplaçant l'équation (3-9) dans l'équation (3-2) avec un réarrangement on obtient :

- Une matrice de (7x7) pour un système composé de l'eau de stockage (Eq. 3-10).
- Une matrice de (5x5) pour un système sans l'eau de stockage (Eq. 3-11).

$$\begin{bmatrix} \begin{pmatrix} h_1 \\ +h_w \\ +h_{r21} \\ +h_{rs} \end{pmatrix} & -h_1 & -h_{r21} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ h_1 & -\begin{pmatrix} h_1 \\ +h_2 \\ +\Gamma \end{pmatrix} & h_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -h_{r21} & -h_2 & \begin{pmatrix} h_2 \\ +h_3 \\ +h_{r21} \\ +h_{r32} \end{pmatrix} & -h_3 & -h_{r32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_3 & -(h_3 + h_4) & h_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -h_{r32} & -h_4 & \begin{pmatrix} h_{r32} \\ +h_4 \\ +h_5 \\ +U_w \end{pmatrix} & -h_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & h_5 & -\begin{pmatrix} h_5 \\ +h_6 \end{pmatrix} & h_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -h_6 & \begin{pmatrix} h_6 \\ +U_b \end{pmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_2 \\ T_{f2} \\ T_3 \\ T_{f3} \\ T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} Ig_1 \\ +h_w T_\infty \\ +h_{rs} T_s \end{pmatrix} \\ -\Gamma T_{f1,i} \\ Ig_2 \\ 0 \\ Ig_3 + U_w T_{3,0} \\ 0 \\ U_b T_{4,0} \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

$$\begin{bmatrix} \begin{pmatrix} h_1 \\ +h_w \\ +h_{r31} \\ +h_{rs} \end{pmatrix} & -h_1 & -h_{r31} & 0 & 0 \\ h_1 & -\begin{pmatrix} h_1 \\ +h_4 \\ +\Gamma \end{pmatrix} & h_4 & 0 & 0 \\ -h_{r31} & -h_4 & \begin{pmatrix} h_4 \\ +h_5 \\ +h_{r31} \end{pmatrix} & -h_5 & 0 \\ 0 & 0 & h_5 & -\begin{pmatrix} h_5 \\ +h_6 \end{pmatrix} & h_6 \\ 0 & 0 & 0 & -h_6 & \begin{pmatrix} h_6 \\ +U_b \end{pmatrix} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_3 \\ T_{f3} \\ T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{g1} + h_w T_\infty + h_{rs} T_s \\ -\Gamma T_{f1,i} \\ I_{g3} \\ 0 \\ U_b T_{4,0} \end{bmatrix} \quad (3-11)$$

La matrice ci-dessus peut se mettre sous la forme suivante :

$$[A][T] = [B] \quad (3-12)$$

Le vecteur de la température moyenne peut être déduit de la matrice inverse :

$$[T] = [A]^{-1}[B] \quad (3-13)$$

3.2.2 Modélisation des coefficients d'échanges thermique

3.2.2.1 Transfert thermique par convection

- **Coefficient de transfert par convection naturelle** : Noté h_w , il traduit l'effet du vent sur la face du collecteur exposée à l'ambiance. Le coefficient d'échange est défini par la relation de Mac Adams [89].

$$h_w = 5.67 + 3.86V_w \quad (3-14)$$

Où V_w (m/s) est la vitesse du vent.

- **Coefficient de transfert par convection forcée** : est donné par la relation suivante :

$$h = \frac{k_f}{D_H} Nu_m \quad (3-15)$$

Où le nombre de Nusselt moyen est défini par la corrélation proposée par Petukhov et Popov (1963), valable pour : $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ et $0.6 < pr < 2000$ [90].

$$Nu_m = \frac{0.037Re^{0.8}Pr}{1+2.44Re^{-0.1}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3-16)$$

D_H : Diamètre hydraulique.

Le collecteur est d'une forme circulaire, avec un rayon R et une hauteur e. Ainsi, le diamètre hydraulique est calculé selon la formule suivante :

$$D_H = \frac{4(2\pi R)*e}{2(2\pi R)} = 2e \quad (3-17)$$

3.2.2.2 Transfert thermique radiatif

Les coefficients d'échanges radiatifs entre la paroi externe et l'environnement extérieur, entre la paroi externe et le film plastique, entre le film plastique et l'absorbeur, sont donnés comme suit, respectivement : [56]

$$h_{rs} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon (1 - \cos \beta) (T_1^2 + T_s^2) (T_1 + T_s) \quad (3-18)$$

$$T_s = 0.0552 T_\infty^{1.5} \quad (3-19)$$

Où t est l'heure à partir de minuit.

$$h_{r21} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \quad (3-20)$$

$$h_{r32} = \frac{\sigma (T_2^2 + T_3^2) (T_2 + T_3)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1\right)} \quad (3-21)$$

Le coefficient d'échange thermique dans le sol est donné par la relation suivante :

$$U_b = \frac{2b}{\sqrt{\pi t}} \quad (3-22)$$

Avec $b = \sqrt{k\rho c_p}$ et t représente l'heure à partir de minuit.

Les flux solaires radiatifs absorbés par les surfaces sont :

$$I_{g1} = \alpha_1 H \quad I_{g2} = \tau_1 \alpha_2 H \quad I_{g3} = \tau_1 \tau_2 \alpha_3 H \quad (3-23)$$

Avec :

I_{g1}, I_{g2} et I_{g3} : Les rayonnements solaires absorbés par la couverture externe, le film plastique et l'absorbeur, respectivement.

τ_1 et τ_2 : Les coefficients de transmission de la couverture externe et du film plastique, respectivement.

α_1, α_2 et α_3 : Les coefficients d'absorption de la couverture externe, du film plastique et de l'absorbeur, respectivement.

Le coefficient d'échange thermique dans l'eau de stockage peut être calculé à partir de la formule suivante [90] :

$$U_w = \frac{1}{t} \sum_{k=0}^{\infty} \left[\frac{2L_w \sin(\delta_k)^2}{\alpha \delta_k [\delta_k + \sin(\delta_k) \cos \delta_k]} e^{\left(-\delta_k^2 \alpha \frac{t_1}{L_w^2}\right)} \right] \quad (3-24)$$

3.2.3 Rendement thermique du collecteur

Le rendement thermique du collecteur est donné par la relation suivante :

$$\eta_{coll} = \frac{q}{A_{coll} I_g} \quad (3-25)$$

Où q représente la puissance thermique gagnée par l'air, et A_{coll} représente la surface du collecteur.

Le bilan énergétique établi entre l'entrée et la sortie du collecteur permet d'écrire :

$$q = \dot{m}C_p\Delta T_{coll} = \eta_{coll}A_{coll}I_g \quad (3-26)$$

Où ΔT_{coll} représente l'élévation de la température entre l'entrée et la sortie du collecteur, et \dot{m} le débit massique d'air à l'intérieur de la cheminée, il peut être calculé par la formule suivante :

$$\dot{m} = \rho_{coll}A_{chem}V_{chem} \quad (3-27)$$

Où ρ_{coll} est la densité de l'air à la sortie du collecteur, A_{chem} représente la section perpendiculaire à l'axe de la cheminée et V_{chem} est la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée.

3.3 Calcul relatif à la cheminée

La tour qui se trouve placée juste au milieu du capteur solaire et qui est raccordée à la couverture du collecteur avec une bonne étanchéité, sert à convertir l'énergie thermique collectée au niveau du collecteur solaire acheminée par l'air vers l'entrée de la cheminée en énergie cinétique. La diminution de la masse volumique de l'air, due à l'élévation de la température dans le collecteur, permet à l'air de s'élever à travers la cheminée. La colonne d'air chaud présente dans toute la structure est connectée avec le milieu extérieur ambiant par le collecteur à l'entrée et par la cheminée à la sortie. Le poids de cette colonne qui est plus léger que celui normalement occupé par l'air ambiant, provoque une élévation de cette colonne d'air chaud (Effet de tirage de la cheminée). En effet l'air chaud à l'intérieur de la cheminée est poussé vers le milieu ambiant à la sortie de la cheminée, et comme conséquence, un tirage d'air se fait par l'entrée du collecteur. Afin de bien comprendre l'effet de tirage de la cheminée, nous présentons une étude de la distribution de pression statique relative dans la cheminée. Puis sa relation avec la force motrice et l'énergie cinétique de l'air. Ensuite, on établit une étude énergétique de la cheminée en considérant dans un premier cas un mur de cheminée adiabatique, et dans un deuxième cas une cheminée avec des pertes de chaleur vers le milieu ambiant.

3.3.1 Pression relative statique

Considérant que l'air est à une pression statique (p_i) à l'intérieur de la cheminée, et (p_0) à l'extérieur de la cheminée comme il est montré sur la figure 3.2.

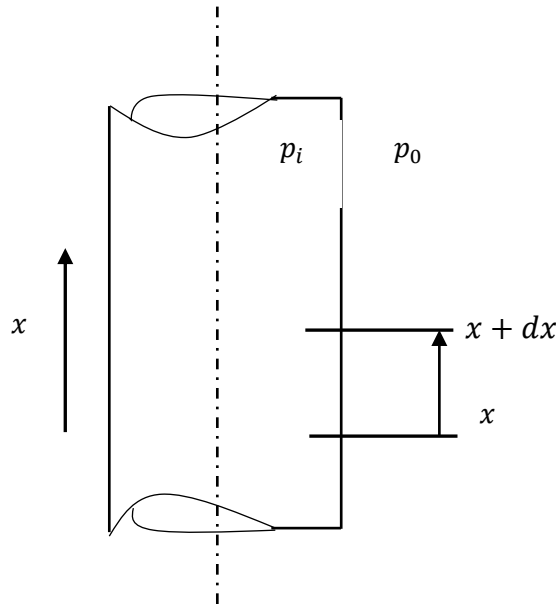


Fig. 3.2 Pression statique à l'intérieur et à l'extérieur de la cheminée

On note par S_p la différence de pression statique entre l'intérieur de la cheminée et le milieu ambiant à la même hauteur :

$$S_p = p_i - p_0 \quad (3-28)$$

Donc d'après cette définition S_p représente la pression relative statique.

S_p à la position x et $x + dx$ peut être donnée par :

$$S_{p,x} = p_{i,x} - p_{0,x} \quad (3-29)$$

$$S_{p,x+dx} = S_{p,x} + \frac{dS_{p,x}}{dx} dx \quad (3-30)$$

D'après la définition de S_p et les deux équations donnée ci-dessus on peut écrire :

$$\frac{dS_{p,x}}{dx} = \frac{dp_{i,x}}{dx} - \frac{dp_{0,x}}{dx} \quad (3-31)$$

A l'air ambiant, la relation entre la pression statique et la masse volumique de l'air à x peut être donnée par :

$$\frac{dp_{0,x}}{dx} = -\rho_{0,x}g \quad (3-32)$$

Considérant un écoulement en régime stationnaire et adiabatique sans frottement dans la cheminée, l'équation de conservation de la quantité de mouvement prend la forme suivante :

$$\frac{dp_{i,x}}{dx} = -\rho_{i,x}g \quad (3-33)$$

En remplaçant les équations (3-31) et (3-33) dans l'équation (3-30), on obtient :

$$dS_{p,x} = S_{p,x+dx} - S_{p,x} = (\rho_{0,x} - \rho_{i,x})gdx \quad (3-34)$$

Intégrant maintenant l'équation (3-34), entre 0 et x :

$$S_{p,x} - S_{p,0} = \int_0^x (\rho_{0,x} - \rho_{i,x})gdx \quad (3-35)$$

A la sortie de la cheminée, la pression statique doit être égale à la pression statique ambiante atmosphérique à cette hauteur, donc on peut écrire, $S_{p,H} = 0$, où H représente la hauteur de la cheminée.

En utilisant ce résultat et en intégrant l'équation (3-35) entre les positions 0 et H on obtient :

$$S_{p,0} = - \int_0^H (\rho_{0,x} - \rho_{i,x}) g dx \quad (3-36)$$

Pour les cheminées solaires de petites dimensions, la densité à l'intérieur et la densité de l'air à l'extérieur de la cheminée peuvent être considérées comme constantes. Donc l'équation (3-36) peut être écrite sous la forme :

$$S_{p,0} = -(\rho_0 - \rho) g H \quad (3-37)$$

Remplaçant maintenant l'équation (3-37) dans l'équation (3-35), on obtient :

$$S_{p,x} = -(\rho_0 - \rho) g (H - x) \quad (3-38)$$

Les équations (3-37) et (3-38), montrent que S_p prend des valeurs négatives dans la cheminée. De plus l'équation (3-38) montre que S_p varie linéairement avec la hauteur, et que le minimum de S est obtenu à la base de la cheminée.

Si la hauteur de la cheminée est grande, la densité de l'air à l'intérieur et la densité de l'air à l'extérieur de la cheminée ne peuvent pas être prise comme constantes. De ce fait on introduit les densités d'air moyennes, qui sont définies par :

$$\rho_0 = \frac{\int_0^H \rho_{0,x} dx}{\int_0^H dx} \quad (3-39)$$

$$\rho = \frac{\int_0^H \rho_{i,x} dx}{\int_0^H dx} \quad (3-40)$$

En utilisant les valeurs moyennes des densités dans la déduction établie précédemment, on aboutit aux mêmes équations (3-37) et (3-38).

3.3.2 La force motrice

D'après l'analyse présentée précédemment, le minimum de S_p est obtenu en intégrant la différence de pression statique depuis la base et jusqu'à la sortie de la cheminée. Comme le système est connecté avec le milieu ambiant par le collecteur à l'entrée, et par la cheminée à la sortie, la pression relative statique définie précédemment devient la force motrice qui entraîne l'air à travers tout le système, d'après l'équation (3-36) on peut donc écrire :

$$\Delta P_{tot} = |S_{p,min}| = |S_{p,0}| = \int_0^H (\rho_0 - \rho) g dx \quad (3-41)$$

Avec ρ_0 et ρ sont données par les équations (3-39) et (3-40) définis ci-dessus.

3.3.3 Pression totale et énergie cinétique de l'air

On remarque que la différence de pression totale ΔP_{tot} définie précédemment et qui est donnée par la formule (3-41) ci-dessous, augmente avec la hauteur de la cheminée.

$$\Delta P_{tot} = \int_0^H (\rho_0 - \rho) g dx \quad (3-42)$$

Si on néglige les pertes par frottement, cette différence de pression totale peut être écrite sous la forme suivante :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{stat} + \Delta P_{dyn} \quad (3-43)$$

La différence de pression statique (ΔP_{stat}) représente la chute de pression à travers la turbine, et la différence de pression dynamique (ΔP_{dyn}) décrit l'énergie cinétique de l'air. Dans le cas d'absence de turbine, toute la différence de pression est utilisée pour accélérer l'air, et elle est donc convertie en énergie cinétique.

3.3.4 Etude énergétique de la cheminée :

On considère dans cette étude que l'air ambiant est chauffé dans le collecteur jusqu'à une température $T(0)$ à l'entrée de la cheminée, et que la température de l'air à l'intérieur de la cheminée varie en fonction de la hauteur et prend une valeur $T(x)$ à une hauteur x donnée de la cheminée.

On considère aussi que la température atmosphérique diminue en fonction de l'altitude en suivant la loi [91] :

$$T_0(x) = T_0(0) - \gamma_\infty x \quad (3-44)$$

Où T_0 représente la température de l'air ambiant, et γ_∞ le rapport de chute de température atmosphérique.

Dans ce qui suit, on considérera un cas adiabatique c'est-à-dire les pertes de chaleur par les murs de la cheminée sont négligeables et le cas où il y a perte de chaleur au niveau du mur de la cheminée.

• 1er cas : Perte de chaleur au niveau du mur de la cheminée :

En appliquant un bilan énergétique sur un volume de contrôle différentiel de la cheminée d'épaisseur, on obtient :

$$-C_p \dot{m} dT(x) = U(T(x) - T_0(x)) \pi D_{chem} dx + \dot{m} g dx \quad (3-45)$$

Où D_{chem} représente le diamètre de la cheminée, et U le coefficient d'échange thermique global entre l'air chaud à l'intérieur de la cheminée et l'air ambiant, et il est donné par la relation suivante :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_f} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{U_\infty}\right)} \quad (3-46)$$

Où δ représente l'épaisseur du mur de la cheminée ; δ est considérée relativement petit devant le diamètre de la cheminée d'où le transfert de chaleur est considérée à travers un plan.

λ est la conductivité thermique du matériau de construction de la cheminée ;

U_∞ le coefficient de convection thermique entre la face extérieure du mur de la cheminée et l'air ambiant ;

U_f le Coefficient de convection thermique entre la face intérieure du mur de la cheminée et l'air chaud en écoulement à l'intérieur de la cheminée.

En introduisant l'expression de $T_0(x)$, donnée par la relation (3-44), l'équation (3-45) devient :

$$-C_p \dot{m} dT(x) = \pi D_{chem} U T(x) + \pi D_{chem} U \gamma_\infty x dx + (\dot{m} - \pi D_{chem} U T_0(0)) \quad (3-47)$$

On remarque que, pour établir la relation (3-45), on a considéré que la variation de l'énergie cinétique est négligeable. Ceci est une hypothèse raisonnable dans le cas où la cheminée a un diamètre constant et que la variation de la densité d'air à l'intérieur de la cheminée est insignifiante.

Le débit massique \dot{m} peut être donné par la relation :

$$\dot{m} = \rho(0) A_{chem} V_{chem} \quad (3-48)$$

Où A_{chem} représente la section perpendiculaire à l'axe de la cheminée, V_{chem} la vitesse de l'air chaud à l'intérieur de la cheminée et $\rho(0)$ la densité de l'air à la sortie du collecteur et l'entrée de la cheminée.

La température de l'air à l'entrée de la cheminée (sortie du collecteur) peut être tirée à partir de l'étude faite précédemment sur le collecteur.

Rappelons l'équation établie :

$$\dot{m} c_p \Delta T_{coll} = \eta_{coll} A_{coll} I g$$

Avec :

$$\Delta T_{coll} = T(0) - T_0(0) \quad (3-49)$$

En remplaçant l'expression de ΔT_{coll} dans l'équation (3-26) on aboutit à :

$$T(0) = T_0(0) + \frac{\eta_{coll} A_{coll} I g}{\dot{m} c_p} \quad (3-50)$$

En combinant les équations (3-47)-(3-50), on obtient après développement et intégration entre la base de la cheminée et une position x [91] :

$$T(x) = T_0(0) - \gamma_{\infty} x - \frac{\dot{m}(g - \gamma_{\infty} c_p)}{\pi \cdot U \cdot D_{chem}} + e^{-\frac{\pi \cdot U \cdot D_{chem} \cdot h}{\dot{m} c_p}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \eta_{coll} \cdot R_{coll}^2 \cdot I_g}{\dot{m} c_p} + \frac{\dot{m}(g - \gamma_{\infty} c_p)}{\pi \cdot U \cdot D_{chem}} \right) \quad (3-51)$$

Où $\begin{cases} A_{coll} = \pi \cdot R_{coll}^2 ; \\ R_{coll} : \text{Rayon du collecteur.} \end{cases}$

Cette formule ne permet pas de voir clairement l'influence des différents paramètres sur la température à l'intérieur de la cheminée, donc et dans le but d'avoir une formule plus simple, on considère un cas où on ne prend pas en considération les pertes thermique au niveau de la paroi de la cheminée (paroi adiabatique).

• 2ème cas : mur adiabatique de la cheminée

En considérant la même analyse que pour la dernière section, avec, dans ce cas, un mur adiabatique, on obtient :

$$c_p \dot{m} \cdot dT = \dot{m} g dx \quad (3-52)$$

En combinant les équations (3-50), (3-52) et en intégrant entre la base de la cheminée et une position H donnée, on obtient :

$$T(x) = T_0(0) - \frac{g}{c_p} x + \frac{\pi \cdot \eta_{coll} \cdot R_{coll}^2 \cdot I_g}{\dot{m} c_p} \quad (3-53)$$

Donc, la température de l'air à la sortie de la cheminée devient :

$$T(H) = T_0(0) - \frac{g}{c_p} H + \frac{\pi \cdot \eta_{coll} \cdot R_{coll}^2 \cdot I_0}{\dot{m} c_p} \quad (3-54)$$

Cette relation montre que l'air entre à la température ambiante au niveau du sol dans le collecteur. Ensuite sa température augmente du fait de l'énergie fournie à l'air dans le collecteur. L'air atteint une température maximale à la sortie du collecteur (entrée cheminée). C'est à partir de cette position que la température de l'air va diminuer du fait de la conversion de l'énergie thermique disponible dans le fluide en énergie potentielle (le déplacement ascendant de l'air d'une position $x=0$ à une position $x=H$), et aussi du fait des pertes de chaleur au niveau du mur de la cheminée qui ne sont pas considéré sur ce modèle.

3.3.5 Rendement de la cheminée

Le rôle de la cheminée comme a été précisé précédemment est la conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique. Cette conversion a un rendement très bas. Ceci est dû au fait du passage direct de l'énergie de bas niveau (thermique), à une énergie de haut niveau (cinétique). Avec la différence de pression totale disponible (3-42), la puissance totale contenue dans l'écoulement est :

$$P_{tot} = \Delta P_{tot} \cdot V_{chem,max} \cdot A_{chem} \quad (3-55)$$

Le rendement de la cheminée est défini par [1], [92] sous la forme suivante :

$$\eta_{chem} = \frac{P_{tot}}{\rho} \quad (3-56)$$

Avec ρ qui est donné par la relation (3-26).

Si maintenant on considère que le système n'est pas couplé avec une turbine $\Delta P_{stat} = 0$, donc toute la différence de pression totale est utilisée pour accélérer l'air. Donc elle est convertie en énergie cinétique, alors on peut écrire :

$$P_{tot} = \frac{1}{2} \dot{m} v_{chem,max}^2 \quad (3-57)$$

En utilisant dans ce cas l'approximation de Boussinesq et en combinant les équations (3-42) et (3-43), on trouve :

$$v_{chem,max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \frac{\Delta T_{coll}}{T_0}} \quad (3-58)$$

Finalement en combinant les 4 dernières équations établies (3-55 à 3-58), on aboutit à :

$$\eta_{chem} = \frac{g \cdot H}{c_p \cdot T_0} \quad (3-59)$$

Cette représentation simple montre une des caractéristiques de la cheminée solaire, qui énonce que le rendement de la cheminée dépend principalement de sa hauteur. Toutefois, il faut noter que le modèle établi est un modèle simple qui ne prend pas en considération les différentes pertes de chaleurs au niveau de la cheminée.

3.4 La turbine à air

Les turbines sont souvent positionnées à la base de la cheminée. L'utilisation des turbines permet d'extraire une quantité d'énergie disponible dans l'air en écoulement, sous forme d'énergie mécanique de rotation. Des générateurs couplés aux turbines permettent la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique. Les turbines utilisées dans les centrales solaires à cheminée sont des turbines à étage de pression. La puissance générée par la turbine est proportionnelle au produit du débit volumique et de la différence de pression à travers la turbine. Dans le but de maximiser ce produit, un système de contrôle est nécessaire pour le réglage de l'angle d'inclinaison des pales de la turbine.

La puissance électrique générée par la turbine est donnée par la formule ci-dessous :

$$P_{elec} = \Delta p_{stat} \cdot Q_v \cdot \eta_{tur} \quad (3-60)$$

Où Δp_{stat} , Q_v , η_{tur} représentent la chute de pression statique à travers la turbine, le débit volumique et le rendement de la turbine et du générateur électrique respectivement.

Cependant Schlaich & al. [1] ont déterminé un optimum de chute de pression à travers la turbine qui correspond à 80% de la pression totale disponible. Donc on peut écrire que :

$$P_{elec} = 0.8 \cdot \Delta p_{tot} \cdot Q_v \cdot \eta_{tur} \quad (3-61)$$

En introduisant dans cette équation les rendements du collecteur et de la cheminée données par les équations (3-25) et (3-59) respectivement on aboutit à :

$$P_{elec} = 0.8 \cdot \eta_{coll} \cdot \eta_{chem} \cdot \eta_{tur} \cdot A_{coll} \cdot S \quad (3-62)$$

On peut finalement écrire que :

$$P_{elec} = \eta_c \cdot A_{coll} \cdot S \quad (3-63)$$

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre une étude théorique des différents composants de la centrale solaire à cheminée a été présentée. Nous avons défini, pour le collecteur, le rendement de l'absorbeur et le rendement optique ainsi que son rendement thermique global. On a aussi établi une étude thermique du collecteur qui nous a permis d'exprimer la puissance utile récupérée par l'air en fonction des coefficients d'échange thermique et des températures de l'air et de l'absorbeur. Nous avons ensuite établi l'expression de la différence de pression totale ainsi qu'une étude énergétique qui a permis d'établir une relation analytique simple qui lie principalement les températures d'entrée et de sortie de la cheminée, le débit massique et la hauteur de la cheminée. Nous avons aussi présenté l'expression du rendement de la cheminée et le modèle de la turbine utilisé ainsi que la puissance électrique générée.

Chapitre IV

*Etude dynamique d'une
centrale solaire à cheminée*

4.1 Introduction

Malgré les avancées au niveau des performances des ordinateurs et les développements algorithmiques, aucune technique actuellement disponible ne peut être appliquée avec certitude pour un problème quelconque. La résolution des équations de Navier-Stokes issues des équations de Reynolds (RANS : Reynolds Average Navier-Stokes) est communément utilisée dans les configurations industrielles. Les équations RANS sont obtenues en moyennant (en temps et en espace) les équations de Navier-Stokes afin d'obtenir un ensemble d'équations de transport de la quantité de mouvement moyenne.

L'étude de la dynamique des fluides est basée sur trois principes fondamentaux qui sont le principe de conservation de la masse, le principe de conservation de la quantité de mouvement et le principe de conservation de l'énergie. Ceux-ci permettent d'établir des relations entre des variables qui, dans le cas général, sont la masse volumique, la température, les trois composantes de la vitesse et la pression. Ces variables sont toutes fonctions des coordonnées de l'espace et du temps.

L'objectif de ce chapitre se résume à l'étude thermo hydrodynamique du mouvement de l'air à travers une centrale solaire à cheminée pour un modèle à trois dimensions où l'on considère un régime d'écoulement instationnaire et turbulent sous l'effet de la convection naturelle avec des conditions aux limites bien définies.

4.2 Modélisation mathématique

4.2.1 Hypothèses

Le modèle mathématique élaboré est défini selon les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est tridimensionnel et le système admet un axe de symétrie.
- Le fluide qui est de l'air est supposé visqueux, newtonien et obéit à l'approximation de Boussinesq [93]. Cette approximation repose sur deux hypothèses :
 - la masse volumique est considérée constante sauf dans le terme (ρg) .
 - l'effet de compressibilité est négligé et de ce fait, la variation de la masse volumique du fluide est fonction de la température, l'écart de température dans l'écoulement est relativement faible. Ainsi l'approximation de boussinesq appliquée dans ce cas admet que la masse volumique varie avec la température à travers le coefficient d'expansion thermique, qui est une propriété du fluide et qui est défini par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (4-1)$$

$$\text{D'où on tire : } \rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (4-2)$$

ρ_0 : la masse volumique à la température de référence T_0

β : le coefficient de dilatation volumique à pression constante

- Les propriétés du fluide sont supposées constantes
- Pas de source de chaleur
- Dans la convection naturelle, il est nécessaire de prendre en considération la valeur du nombre de Ra qui constitue un paramètre de caractérisation du régime d'écoulement.

$$Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)}{\alpha\nu} L^3 \quad (4-3)$$

T_H : température maximum du fluide.

T_C : température minimum du fluide.

L : dimension caractéristique.

Une analyse simplifiée montre que le nombre de Ra pour une centrale solaire à cheminée est supérieur à la valeur critique de $Ra = 10^9$; ce qui signifie que le régime de l'écoulement est turbulent dans l'ensemble du système excepté à l'entrée du collecteur.

4.2.2 Rappel des équations régissant l'écoulement

4.2.2.1 Equation de la conservation de la masse

L'équation de continuité doit traduire le principe de conservation de la masse. Elle s'écrit dans un repère cartésien, sous la forme [94] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (4-4)$$

Avec $\vec{V} = (u_1, u_2, u_3)$: vecteur vitesse

4.2.2.2 Equations de la quantité de mouvement

Les trois équations de mouvement pour un fluide compressible et visqueux s'écrivent sous la forme suivante [94] :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho \frac{\partial U}{\partial x_i} \quad (4-5)$$

Avec $i, j = 1, 2, 3$

Les tenseurs τ_{ij} sont appelés les fonctions de taux de déformation locale.

$\rho \overrightarrow{\text{grad}}U$ sont des forces volumiques, où $U = (0, 0, -g)$

p : Pression du fluide

Dans le cas où l'écoulement est tridimensionnel, le taux de déformation est composé du taux de déformation linéaire et du taux de déformation volumique. Le taux de déformation linéaire est à 9 composantes dans le cas tridimensionnel. Celles-ci sont notées par :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (4-6)$$

La déformation volumique est donnée par :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \text{div } \vec{V} \quad (4-7)$$

Les 9 composantes des forces de viscosité sont :

$$\begin{aligned} \tau_{ii} &= 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \lambda \text{div } \vec{V} & i = 1, 2, 3 \\ \tau_{ij} &= \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) & i, j = 1, 2, 3 \text{ et } i \neq j \end{aligned}$$

avec

μ : La viscosité dynamique.

λ : La viscosité de dilatation.

En substituant ces équations dans l'équation (4-5), nous obtenons :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \text{div } \vec{V} \right] \quad i = 1, 2, 3 \quad (4-8)$$

4.2.2.3 Equation de conservation de l'énergie

L'équation de l'énergie traduit le principe de conservation de l'énergie et est écrite sous la forme suivante [94] :

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_1 T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_2 T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_3 T)}{\partial z} = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \overrightarrow{\text{grad} T} \right) + q + \Phi \quad (4-9)$$

avec

c_p : chaleur massique du fluide

k : conductivité thermique du fluide.

q : source de chaleur interne

Φ : fonction de dissipation visqueuse

Selon les hypothèses mentionnées précédemment à savoir :

- L'approximation de Bousinesq $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$
- Fluide Newtonien (comportement linéaire de la viscosité dynamique)
- L'absence de source de chaleur ($q = 0$)
- Pas de dissipation visqueuse ($\Phi = 0$)

Les équations (4-8) et (4-9) deviennent :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \text{div}(\mu \overrightarrow{\text{grad}} u_i) - \rho \frac{\partial u}{\partial x_i} \quad i = 1, 2, 3 \quad (4-10)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \overrightarrow{\text{grad}} T\right) \quad (4-11)$$

Les équations (4-4), (4-10) et (4-11) se résument sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \phi u_j)}{\partial x_j} = P^\phi + \text{div}(\Gamma^\phi \overrightarrow{\text{grad}} \phi) + S^\phi \quad (4-12)$$

Le tableau 4.1 donne les expressions des termes ϕ , P^ϕ , Γ^ϕ et S^ϕ selon l'équation considérée :

Tableau 4.1 valeurs de ϕ , P^ϕ , Γ^ϕ et S^ϕ pour l'équation de la forme générale en coordonnées cartésiennes

Equation de	ϕ	Γ^ϕ	P^ϕ	S^ϕ
Continuité	1	0	0	0
Mouvement suivant x_1	u_1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_1}$	0
Mouvement suivant x_2	u_2	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_2}$	0
Mouvement suivant x_3	u_3	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_3}$	$-\rho g$
Énergie	T	$\frac{k}{c_p}$	0	0

4.3 Equations moyennées et de fluctuations

4.3.1 Expérience de Reynolds

Quand le nombre de Reynolds caractéristique augmente, des perturbations s'amplifient, donnent naissance à des instabilités et l'écoulement devient turbulent. En faisant varier successivement le diamètre de la conduite, la vitesse débitante de l'écoulement et la viscosité du fluide, Reynolds a montré qu'un écoulement en conduite cylindrique horizontale, initialement laminaire se transforme brutalement, après une courte période de transition en un écoulement turbulent dès que le nombre adimensionnel baptisé nombre de Reynolds Re dépasse une valeur critique. Ce passage d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent se manifeste par une amplification brutale des perturbations, un filet coloré horizontal (et peu diffusif, c'est-à-dire aux frontières bien marquées) se met à osciller puis disparaît du fait de l'intensification du mélange. Reynolds selon son expérience lui permettant de quantifier l'apparition de la turbulence, la transition se produit pour une valeur de 2500 du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{UD}{\vartheta} \quad (4-13)$$

Où U est la vitesse moyenne ($m \cdot s^{-1}$), ϑ la viscosité cinématique moléculaire ($m^2 \cdot s^{-1}$) et D le diamètre hydraulique (m) de la conduite. Le diamètre hydraulique est calculé à partir de la surface passante S et du périmètre mouillé P selon une formule qui permet de retrouver le diamètre géométrique naturel dans une conduite à section circulaire.

$$D = \frac{4S}{P} \quad (4-14)$$

Dans de nombreuses applications, l'écoulement est largement turbulent.

4.3.2 Décomposition de Reynolds [94]

Considérons les équations de Navier-stokes, à masse volumique constante :

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + S_i \end{cases} \quad (4-15)$$

Soit \underline{u} et \underline{v} des vecteurs et $\underline{\sigma}$ un tenseur du deuxième ordre. Leurs composantes respectives sont désignés par u_i, v_i et σ_{ij} . Les notations utilisées seront comme suit :

$$\begin{cases} \left[\underline{\underline{gradu}} \right]_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ \left[\underline{\underline{div}}(\underline{\underline{\sigma}}) \right]_i = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \\ \left[\underline{\underline{u}} \otimes \underline{\underline{v}} \right]_{ij} = u_i v_j \end{cases} \quad (4-16)$$

Ainsi, nous aurons :

$$\left[\underline{\underline{div}}(\underline{\underline{u}} \otimes \underline{\underline{v}}) \right]_i = \frac{\partial (u_i v_j)}{\partial x_j} \quad (4-17)$$

La décomposition de Reynolds en moyennes et fluctuations se fait sur la base d'une moyenne statistique. Pour les équations de masse et de quantité de mouvement, en supposant constantes les propriétés physiques, on a la décomposition suivante pour la vitesse, la pression et la température :

$$\underline{u} = \bar{\underline{u}} + \underline{u}' \quad p = \bar{p} + p' \quad T = \bar{T} + T' \quad (4-18)$$

La décomposition du tenseur de contraintes visqueuses s'écrit :

$$\underline{\underline{\tau}} = \bar{\underline{\underline{\tau}}} + \underline{\underline{\tau}}' \quad (4-19)$$

Avec :

$$\begin{cases} \bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \\ \tau'_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u'_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \end{cases} \quad (4-20)$$

La décomposition du terme source se fait sur le même principe :

$$\underline{S} = \underline{\bar{S}} + \underline{S'} \quad (4-21)$$

Et dans le cas particulier $\underline{S} = \underline{g}$, on aura $\underline{S'} = 0$.

En introduisant cette décomposition dans les équations (4-15), puis en prenant la moyenne du système obtenu, on obtient la forme suivante qui fait apparaître, en particulier, les corrélations des fluctuations de vitesse :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\tau}_{ij} + \bar{S}_i - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u'_j u'_i}) \end{array} \right. \quad (4-22)$$

Il est également possible, en soustrayant ces équations aux équations de départ sur les variables non moyennées, d'obtenir des équations portant sur les fluctuations :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u'_j) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u'_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j u'_i) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau'_{ij} + S'_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u'_j u'_i}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u'_j \bar{u}_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u'_j u'_i) \end{array} \right. \quad (4-23)$$

Pour l'équation de l'énergie, on procède de même. On s'intéresse uniquement à l'équation écrite en température, avec des propriétés physique constantes :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi_T \quad (4-24)$$

Par la même méthode que pour la quantité de mouvement, on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \bar{\Phi}_T - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \overline{u'_j T'}) \quad (4-25)$$

Et sur les fluctuations :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T') + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \bar{u}_j T') &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T'}{\partial x_j} \right) + \Phi'_T + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \overline{u'_j T'}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p u'_j \bar{T}) - \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p u'_j T') & \end{aligned} \quad (4-26)$$

On remplace donc les équations (4-15) et (4-24) par les équations moyennées (Reynolds averaged equations) (4-22) et (4-25). Les variables à déterminer sont les variables moyennes statistiques $\underline{\bar{u}}$, \bar{P} et \bar{T} et non plus les variables \underline{u} , P et T . Deux termes supplémentaires sont apparus : $\overline{u'_j u'_i}$ et $\overline{u'_j T'}$. Ils doivent être modélisés et c'est toute la question de la modélisation de la turbulence dans le cadre des équations moyennées au sens de Reynolds.

4.3.3 Equation de l'énergie cinétique

Une équation de l'énergie cinétique turbulente (énergie cinétique liée aux fluctuations de vitesse) peut être obtenue à partir de la seconde équation de (4-23) que l'on simplifie en

utilisant les 2 équations issues de la conservation de la masse (première équation de (4-22) et première équation de (4-23)) :

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (u'_i) + \rho \bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_i} (u'_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} P' + \mu \frac{\partial^2}{\partial x_j^2} (u'_i) + S'_i + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j u'_i}) - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u'_j u'_i) \quad (4-27)$$

On multiplie cette équation par u'_i , puis on somme sur i variant de 1 à 3 et on prend la moyenne, en notant $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2} - \mu \frac{\partial \overline{u'_i \partial u'_i}}{\partial x_j \partial x_j} + \overline{u'_i S'_i} - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{u'_i P'}) - \rho \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_i u'_j}) \quad (4-28)$$

Le terme de production et destruction ($-\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$) traduit le transfert d'énergie entre le mouvement moyen et le mouvement fluctuant. Son signe n'est pas nécessairement positif (les structures turbulentes peuvent localement et temporairement fournir de l'énergie au mouvement moyen). Le terme de diffusion turbulente ($-\frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{u'_i P'}) - \rho \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_i u'_j})$) traduit le transport de la part fluctuante de l'énergie $h' = P' + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 u'^2_i$ puisque il s'écrit $-\overline{u'_j \frac{\partial h'}{\partial x_j}}$.

Le terme de dissipation ($-\mu \frac{\partial \overline{u'_i \partial u'_i}}{\partial x_j \partial x_j}$) est une contribution de signe négatif. Il traduit la destruction de l'énergie cinétique liée au mouvement fluctuant par la viscosité moléculaire. Il agit aux plus petites échelles de la turbulence.

Sous cette forme l'équation de k va nous permettre de présenter des considérations simples relatives au spectre d'énergie cinétique turbulente dans un écoulement homogène. En outre, on la réutilisera pour éclairer certains aspects relatifs au modèle $k - \varepsilon$.

4.3.4 Modélisation de la turbulence

La simulation numérique sur la base des équations moyennées (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations, ou RANS) s'est avérée, jusqu'à aujourd'hui, indispensable pour la grande majorité des problèmes industriels. Rappelons ici les équations (4-22) et (4-25) de masse, de quantité de mouvement et de température (énergie), moyennées au sens statistique de Reynolds :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\tau}_{ij} + \bar{S}_i - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u'_j u'_i}) \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \bar{\Phi}_T - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \overline{u'_j T'}) \end{array} \right. \quad (4-29)$$

A ces équations est habituellement adjointe une équation d'état permettant de définir la masse volumique ρ (valeur constante, approximation de Boussinesq), de sorte que l'on dispose de quatre équations pour quatre inconnues ρ, \bar{u}, \bar{P} et \bar{T} .

Les propriétés physiques du fluide (k, C_p, μ) et les termes sources ($\bar{S}, \bar{\Phi}_T$) sont supposées connues.

Il reste à déterminer les corrélations des fluctuations de vitesse et de température ($\overline{u'_j u'_i}$ et $\overline{u'_j T'}$). Le tenseur de corrélation des fluctuations de vitesse est appelé le tenseur des contraintes turbulentes ou tenseur de Reynolds. Le vecteur des corrélations des fluctuations de vitesse et de température est le vecteur des flux turbulents.

La modélisation de la turbulence est destinée à fournir un moyen d'évaluer ces quantités afin de fermer le système (4-29). On distingue généralement deux grandes classes de modèles de turbulences.

Les modèles à viscosité turbulente (modèles du premier ordre) basés sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide d'une viscosité turbulente.

Les modèles du second ordre où les tensions de Reynolds sont calculées directement, la modélisation portant sur les moments d'ordre supérieur.

Pour les modèles du premier ordre, on introduit la classification suivante, selon le nombre d'équations d'évolutions supplémentaires du modèle :

- **modèle à 0 équations (longueur de mélange).**
- **modèle à 1 équation (k, énergie cinétique turbulente).**
- **modèle à 2 équations (k - ϵ , k - w, k - l, ...)**

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'un écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. Le choix du modèle sera subordonné au type d'information que l'on veut obtenir à partir de la simulation. D'un point de vue industriel, les modèles du premier ordre à deux équations permettent généralement d'obtenir des résultats satisfaisant moyennant certaines adaptations du modèle suivant le cas considéré [95]. L'utilisation de modèles plus sophistiqués comme les modèles au second ordre peut s'avérer nécessaire dans certains cas.

On se contentera de présenter un modèle relativement courant, basé sur une hypothèse de viscosité turbulent (modèle $k - \varepsilon$). On notera μ la viscosité dynamique moléculaire et μ_t l'équivalent turbulent ($kg\ m^{-1}.s^{-1}$). On notera $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique moléculaire et ν_t l'équivalent turbulent ($m^2.s^{-1}$).

4.3.5 Modèles de fermeture au point, modèles de type $k - \varepsilon$

Pour la résolution des équations de Reynolds, il faudra fermer les équations, c'est-à-dire modéliser les termes inconnus. C'est ce que font la plupart des codes industriels qui proposent la résolution simultanée en tout point du maillage d'un système constitué des équations de Reynolds et des équations complémentaires (le plus souvent l'équation de k et une équation supplémentaire de comportement du taux de dissipation ε). On parle couramment de modèles RANS pour Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations.

Nous décrivons ci-après le modèle de $k-\varepsilon$ proposé par Launder et Spalding [96]. Modèles qui fonctionnent avec la loi logarithmique des parois.

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \text{div} \left[\rho \underline{u} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \underline{\text{grad}} k \right] = \mathcal{P} + \mathcal{G} - \rho \varepsilon + S'_k \\ \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \text{div} \left[\rho \underline{u} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \underline{\text{grad}} \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mathcal{P} + (1 - C_{\varepsilon 3}) \mathcal{G}] - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + S'_\varepsilon \end{cases} \quad (4-30)$$

Les corrélations des vitesses sont modélisées pour un cas à trois dimensions :

$$-\rho \underline{\underline{R}} = 2\mu_t \underline{\underline{D}} - \frac{2}{3}\mu_t \text{tr}(\underline{\underline{D}}) \underline{\underline{Id}} - \frac{2}{3}\rho k \underline{\underline{Id}} \quad (4-31)$$

$$\mathcal{G} = B g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4-32)$$

Ainsi, l'énergie cinétique turbulente k est définie par :

$$k = \frac{1}{2} \text{tr}(\underline{\underline{R}}) = \frac{1}{2} R_{ij} \quad (4-33)$$

La viscosité turbulente est définie par :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4-34)$$

Les deux équations du modèle $k-\varepsilon$ sont données par :

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div} \left[\rho \underline{u} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \underline{\text{grad}} k \right] = \mathcal{P} + \mathcal{G} - \rho \varepsilon + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \text{div} \left[\rho \underline{u} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \underline{\text{grad}} \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mathcal{P} + (1 - C_{\varepsilon 3}) \mathcal{G}] - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{cases} \quad (4-35)$$

Le terme \mathcal{P} compte pour la production d'énergie cinétique par la contrainte de cisaillement moyenne. En 3-D nous aurons donc :

$$\mathcal{P} = -\rho R_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4-36)$$

$$\begin{aligned}
&= \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\
&= \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \mu_t (\operatorname{div} \underline{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k \operatorname{div}(\underline{u}) \\
&= \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] \\
&\quad - \frac{2}{3} \mu_t (\operatorname{div} \underline{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k \operatorname{div}(\underline{u})
\end{aligned}$$

Les constantes utilisées dans le modèle k-ε sont données dans le tableau 4.2 :

Tableau 4.2 Constantes dans le modèle k-epsilon

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1 ou 0	1	1.3

\mathcal{G} est le terme de production-destruction d'énergie cinétique turbulente liée à l'effet de la masse volumique [97]. Avec g désignant la gravité, l'expression exacte de \mathcal{G} est :

$$\mathcal{G} = B g_i \frac{\mu_t}{P_{rt}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4-37)$$

Avec : $P_{rt} = 0.85$ le nombre de Prandtl turbulent

S_k et S_ε sont les termes sources additionnels pour k et ε respectivement.

La valeur de $C_{\varepsilon 3}$ dépend de la nature de la configuration stratifiée : $C_{\varepsilon 3} = 0$ si $\mathcal{G} \geq 0$ (stratification instable) et $C_{\varepsilon 3} = 1$ si $\mathcal{G} \leq 0$ (stratification stable). La justification de tenir compte des effets de la gravité dans l'équation d'epsilon seulement pour les valeurs positives de \mathcal{G} (stratification instable) est hérité de la proposition de Gibson et Launder [98], également appliquée plus tard par Violet [99].

En tenant compte de l'équation de conservation de la masse, les équations du modèle k-ε s'écrivent :

$$\begin{cases}
\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \operatorname{div} \left[\rho \underline{u} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \underline{\operatorname{grad}} k \right] = \mathcal{P} + \mathcal{G} - \rho \varepsilon + S'_k \\
\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \operatorname{div} \left[\rho \underline{u} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \underline{\operatorname{grad}} \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mathcal{P} + (1 - C_{\varepsilon 3}) \mathcal{G}] - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + S'_\varepsilon
\end{cases} \quad (4-38)$$

4.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées aux frontières de la centrale solaire à cheminée sont des conditions dynamiques représentées par les pressions de référence (pression d'entrée et pression de sortie), de vitesse de référence et des conditions thermiques représentées par la

température. Ces conditions exprimant les conditions aux limites de type Neumann et Dirichlet sont posées sur une géométrie cartésienne de directions x et y. La géométrie et les conditions aux limites sont indiquées sur la figure 4.1.

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

T_{∞} : température de l'air ambiant

T_c : température de la couverture du collecteur

T_p : température de la paroi de la cheminée

T_{sl} : température du sol

p_r : pression relative

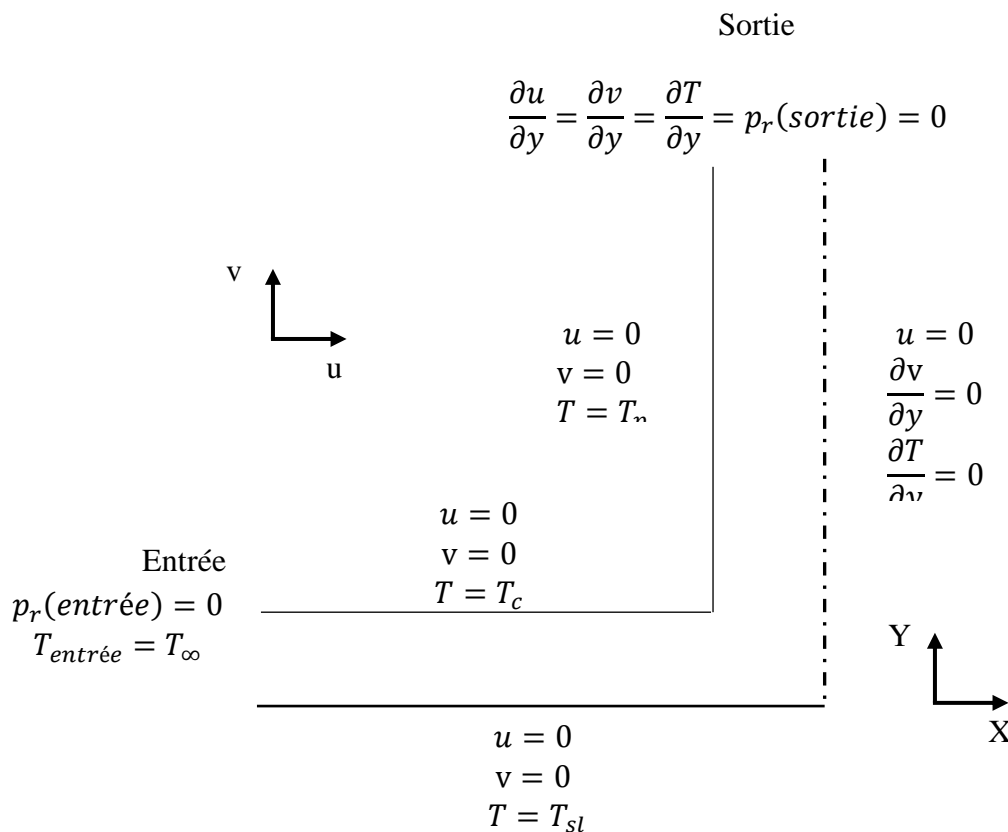


Fig. 4.1 Domaine d'étude et conditions aux limites

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

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

Conditions d'entrée : la vitesse à l'entrée, inconnue au départ, est, dans une méthode de volume finis, calculée par un procédé d'itération numérique. Après initialisation, cette vitesse sera recalculée à chaque itération en fonction des vitesses voisines. La température d'entrée est considérée égale à celle du milieu ambiant.

Pour l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation, en l'absence d'informations plus précises, on utilise, en entrée de domaine, les grandeurs turbulentes d'un écoulement établi dans une conduite de diamètre hydraulique égal à celui de l'entrée. A partir de la relation de Reynolds associé à l'entrée ($Re = \frac{UD}{\nu}$). On cherche une valeur de l'énergie cinétique turbulente k et de la dissipation associé ε . Dans une conduite de diamètre D , à parois lisses, l'écoulement turbulent établi d'un fluide de viscosité ν et de vitesse moyenne U est caractérisé par une vitesse de frottement u^* qui peut se calculer par corrélation (voir l'abaque de Moody) :

$$u^* = U \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \quad (4-39)$$

λ : Coefficient de perte de charge linéaire

$$\text{Avec } \lambda = 0.3164 Re^{-\frac{1}{4}} \quad \text{pour } Re \leq 30000$$

$$\lambda = 0.3164 Re^{-\frac{1}{5}} \quad \text{pour } Re > 30000$$

Avec cette vitesse de frottement, on déduit les valeurs de k et de ε qui seront utilisées comme valeurs moyennes uniformes en entrée :

$$k = \frac{u^{*2}}{\sqrt{c_\mu}} \text{ et } \varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{0.1 k D} = \frac{u^{*3}}{0.1 k D} \quad (4-40)$$

Au niveau de la paroi, dans le cas du modèle $k - \varepsilon$, Les profils suivants sont supposés valides :

$$\begin{cases} k = \frac{u_k^2}{\sqrt{c_\mu}} & \text{avec } \frac{\partial k}{\partial y} = 0 \\ \varepsilon = \frac{u_k^3}{k y} & \text{avec } \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = -\frac{u_k^3}{k y^2} \end{cases} \quad (4-41)$$

Lors de la définition des conditions aux limites pour une simulation CFD, il est souvent nécessaire d'estimer l'intensité de la turbulence sur les entrées.

$$I = 0.16 Re_D^{-\frac{1}{8}}$$

Où Re_D est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique de la conduite.

4.5 Génération d'entropie

L'utilisation efficace de l'énergie est l'objectif primordial lors de la conception d'un système ou d'un procédé. Ceci peut être obtenu par la minimisation de la production d'entropie (destruction de l'énergie). Beaucoup d'ouvrages ont analysé la production d'entropie en termes d'irréversibilités externes et internes. En général, l'origine des irréversibilités est liée aux phénomènes de transfert de chaleur et de masse, aux réactions chimiques, à la turbulence, à l'écoulement du fluide, etc... [100].

Les équations de Boussinesq sont très anciennes [101] et très largement utilisées dans le domaine de la convection naturelle, soit pour simuler des écoulements en volume fluide ou en volume poreux, soit pour étudier les instabilités, soit encore pour étudier les irréversibilités. Cette dernière problématique est intéressante car la convection naturelle offre un exemple simple où deux sources d'irréversibilités sont à l'œuvre : la conduction de chaleur et la dissipation visqueuse.

Le traitement de certains problèmes (mélanges réactifs, écoulements polyphasiques, structures dissipatives, transferts turbulents...) exige l'intervention d'équations supplémentaires. Celles-ci peuvent alors être obtenues par l'écriture des sources d'entropie, que la thermodynamique des processus irréversibles permet d'exprimer sous forme de relations phénoménologiques, ou en appliquant le principe du minimum de production locale d'entropie. Mais d'autre part, le bilan d'entropie ou d'exergie permet aussi d'optimiser un processus thermo convectif en déterminant parmi plusieurs évolutions possibles celles qui est la plus avantageuse pour l'utilisateur. La démarche suivie concerne alors une recherche d'extremum, par exemple, le minimum de la production d'entropie, pour caractériser le processus le plus proche de la réversibilité.

4.6 Formulation de la génération d'entropie

L'équation de transport d'entropie peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial x_i} \equiv \dot{P}_s \geq 0 \quad (4-42)$$

Où \dot{P}_s est le taux de production d'entropie et $S = \rho s$ représente l'entropie par unité de volume. La composante du flux d'entropie, dans la direction x_i , F_i peut être exprimée en termes de la composante de vitesse v_i et du flux de chaleur dans cette direction q_i , soit :

$$F_i = \rho v_i s + \frac{q_i}{T} \quad (4-43)$$

L'entropie spécifique S , dans le terme de flux de l'équation (4-42) peut être obtenue à partir de l'équation de Gibbs comme suit :

$$ds = \frac{1}{T} de + \frac{p}{\rho^2 T} d\rho \quad (4-44)$$

Où e est l'énergie interne par unité de masse, ρ représente la densité et P est la pression.

L'intégration de l'équation de Gibbs conduit à :

$$\Delta s = \int_{T_r}^{T_s} c_v \frac{dT}{T} + \int_{\rho_r}^{\rho_s} \frac{P}{\rho^2 T} d\rho \quad (4-45)$$

Où r et s représentent l'état initiale (ou de référence) et l'état actuel, respectivement. Le paramètre c_v représente la chaleur spécifique, qui sera considéré constante (formulation limitée aux fluides incompressibles avec des différences de températures modérées).

Pour un fluide incompressible, l'équation (4-45) devient

$$\Delta s = s - s_r = c_v \ln \left(\frac{T_s}{T_r} \right) \quad (4-46)$$

Pour un gaz parfait,

$$s = c_v \ln \left(\frac{T_s}{T_r} \right) - R \ln \left(\frac{\rho_s}{\rho_r} \right) + s_r \quad (4-47)$$

En substituant la loi des gaz parfaits dans l'équation (4-47),

$$s = c_v \ln \left(\frac{(P_s/P_r)^{\gamma}}{(\rho_s/\rho_r)^{\gamma}} \right) + s_r = c_v \ln \left(\frac{P^*}{\rho^{*\gamma}} \right) + s_r \quad (4-48)$$

Où γ est le rapport des chaleurs spécifiques.

Lorsqu'il est combiné avec l'équation de Gibbs, l'équation de transport d'entropie fournit un moyen de calcul de la production d'entropie locale pour un système ouvert. Une autre façon de formuler \dot{P}_s [102] est donnée par :

$$\dot{P}_s = \frac{k}{T^2} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\tau_{ij}}{T} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \geq 0 \quad (4-49)$$

Où k est la conductivité thermique et τ_{ij} est la contrainte visqueuse résultant de gradients de vitesse dans l'écoulement du fluide,

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (4-50)$$

Dans l'équation (4-50), μ et δ_{ij} réfèrent à la viscosité dynamique et au symbole de Kronecker, respectivement. Le dernier terme de divergence dans l'équation (4.50) va disparaître sous l'hypothèse d'incompressibilité de flux.

Dans l'équation (4-49), la loi de Fourier a été utilisée pour représenter la conduction de chaleur. En outre, pour le terme de contrainte visqueuse, le fluide est supposé newtonien. Sur la base de ces modèles, l'équation (4-49) devient une expression définie positive pour le taux de génération d'entropie, car il représente une somme de termes au carré. La Température, est

exprimée en degré Kelvin. L'équation définie positive est appliquée à la fois aux fluides newtoniens compressibles et incompressibles.

Le premier terme à droite de l'équation (4-49) représente la génération d'entropie due à un transfert de chaleur via une différence de température finie, alors que le second terme représente la génération d'entropie locale en raison de la dissipation visqueuse (i.e., la conversion de l'énergie cinétique par le frottement du fluide).

Le vecteur de l'équation définie positive pour la production d'entropie peut être exprimé par :

$$\dot{P}_s = \frac{k(\nabla T \cdot \nabla T)}{T^2} + \frac{\mu\Phi}{T} \geq 0 \quad (4-51)$$

Où Φ est la fonction de dissipation visqueuse ; ce qui implique l'existence de gradients de vitesse dans le mouvement du fluide. Dans l'équation (4-51), le premier terme représente la génération d'entropie due à un transfert de chaleur causé par les gradients de température dans le fluide. Le second terme est la génération d'entropie locale en raison de la dissipation visqueuse. Pour un écoulement turbulent, la conductivité thermique effective peut être approchée par la somme des conductivités des tourbillons moléculaires, alors que la viscosité effective est la somme de la viscosité et de la diffusivité turbulente moléculaire.

Chapitre V

*Outils pour la simulation et
l'analyse (Méthode numérique)*

5.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation générale du Code Saturne et à la méthode de résolution implémentée et son couplage avec le code thermique Syrthes. Ainsi, on va présenter la méthode de résolution des équations de transport, le modèle de turbulence utilisé et enfin le couplage avec le Code Syrthes.

5.2 Code Saturne

Le Code Saturne est un code open-source développé par Electricité de France (EDF) [103] et utilisé chez EDF dans beaucoup de domaines industriels tels que les applications nucléaires, le génie des procédés (plasma, four de verre...), l'aérodynamique (ventilation et climatisation, dispersion des polluants...) et la combustion (four à gaz ou au charbon). Le Code Saturne est conçu pour résoudre les équations de Navier-Stokes dans le cas d'écoulement 2D, 2D axisymétrique ou 3D. Le rôle des éléments est montré dans la figure 5.1. Le module principal est conçu pour des simulations d'écoulement stationnaire ou instationnaire, laminaire ou turbulent, incompressible ou dilatable, isothermique ou non. Des modules secondaires peuvent être ajoutés pour des cas avec une physique spécifique comme le traitement de suivi lagrangien des particules, le transfert radiatif, la combustion de gaz, les effets électriques et l'écoulement compressible [104]. Le Code Saturne 1.0 a été validé et publié en 2001. Il a été placé sous licence GNU depuis mars 2007. La version utilisée pour notre simulation est 3.0.0. Le Code Saturne est un code parallélisé avec MPI (Message Passing Interface), qui est basé sur une discrétisation de type volumes finis Co-localisés sur un maillage structuré ou non structuré. La discrétisation en temps est basée sur un schéma de prédiction-correction pour les équations de Navier-Stokes.

5.3 Equations traitées

On s'intéresse à la résolution du système d'équations de Navier-Stokes tridimensionnelles monophasiques, à une pression, instationnaires, en incompressible ou faiblement dilatable, basées sur une discrétisation temporelle de type Euler implicite d'ordre 1 ou Crank-Nicolson d'ordre 2 et sur une discrétisation spatiale par volumes finis Co-localisées.

Dans ce programme sont calculées, à un pas de temps donné, les variables vitesse et pression de ce problème en procédant en deux étapes issues d'une décomposition des opérateurs (méthode à un pas fractionnaires).

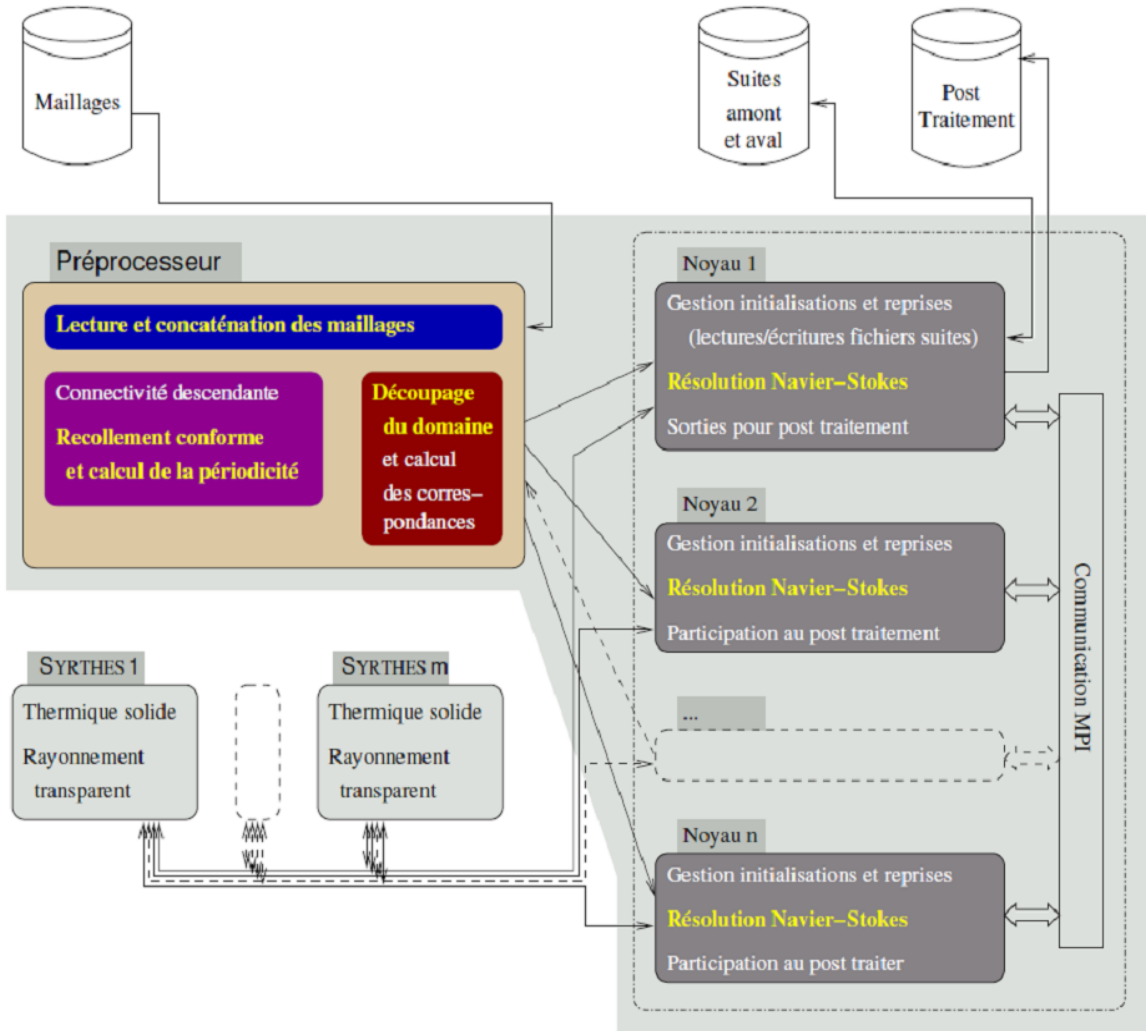


Fig. 5.1 Rôle des éléments de Code Saturne (d'après EDF R&D [104])

Les variables sont donc supposées connues à l'instant t^n et on cherche à les déterminer à l'instant t^{n+1} . Soit $\Delta t = t^{n+1} - t^n$, le pas de temps associé. Dans un premier temps, on réalise l'étape de prédiction de la vitesse en résolvant l'équation de quantité de mouvement avec une pression explicite. S'en suit l'étape de correction de la pression (ou projection de vitesse) qui permet d'obtenir un champ de vitesse à divergence nulle.

Dans ce paragraphe, on note un vecteur comme \underline{u} et un tenseur de deuxième ordre comme $\underline{\underline{\sigma}}$. Leurs composantes respectives sont désignés par u_i, v_i et σ_{ij} . Les notations utilisées sont :

$$\begin{cases} \left[\underline{\underline{gradu}} \right]_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ \left[\underline{\underline{div}}(\underline{\underline{\sigma}}) \right]_i = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \\ \left[\underline{u} \otimes \underline{v} \right]_{ij} = u_i v_j \end{cases} \quad (5-1)$$

Ainsi nous aurons :

$$[div(\underline{u} \otimes \underline{v})]_i = \frac{\partial(u_i v_j)}{\partial x_j} \quad (5-2)$$

L'opérateur \otimes est le produit tensoriel $(\underline{u} \otimes \underline{v})_{ij} = u_i v_j$.

Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement s'écrivent, pour un écoulement incompressible :

$$\begin{cases} div(\underline{u}) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \underline{u}) + div(\rho \underline{u} \otimes \underline{u}) = div(\underline{\sigma}) \end{cases} \quad (5-3)$$

Où ρ est la masse volumique du fluide, \underline{u} est la vitesse instantanée et $\underline{\sigma}$ est le tenseur des contraintes qui s'écrit, pour un fluide Newtonien :

$$\begin{cases} \underline{\sigma} = \underline{\tau} - P \underline{I} \\ \underline{\tau} = 2\mu \underline{D} - \frac{2}{3} \mu tr(\underline{D}) \underline{I} \\ \underline{D} = \frac{1}{2} (\underline{grad} \underline{u} + \underline{grad}^T \underline{u}) \end{cases} \quad (5-4)$$

Où P est la pression, μ est la viscosité dynamique moléculaire.

Dans le cas d'une approche RANS, on définit un opérateur de moyenne pour une quantité ϕ (vitesse ou pression) que l'on note $\bar{\phi}$ (moyenne de Reynolds) de manière à obtenir la décomposition :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (5-5)$$

et on établit les équations RANS pour les variables résolues $\bar{\phi}$.

La moyennée des équations (5-3) nous conduit aux équations (5-6) où est apparu le tenseur des contraintes de Reynolds $\underline{R} = \underline{u}' \otimes \underline{u}'$, terme inconnu qu'il convient de modéliser.

$$\begin{cases} div(\underline{u}) = 0 \\ \rho \frac{\partial \underline{u}}{\partial t} + \rho div(\underline{u} \otimes \underline{u}) = -grad(P) + div(\underline{\tau} - \rho \underline{R}) \end{cases} \quad (5-6)$$

De manière à abréger les notations, on omet dans la suite l'opérateur de Reynolds et on note simplement \underline{u} pour la vitesse moyenne et P pour la pression moyenne.

Ces équations sont fermées en exprimant \underline{R} par un modèle de turbulence. Les modèles RANS disponibles dans le Code Saturne sont le modèle de longueur de mélange, $k - \varepsilon$, $R_{ij} - \varepsilon$, $\overline{v^2} - f$, $k - w$ SST (Shear Stress Transport). Le modèle $k - \varepsilon$ est détaillé dans la partie suivante.

Dans le modèle $k - \varepsilon$, R est exprimé selon l'équation suivante :

$$\rho \underline{\underline{R}} = \frac{2}{3} \rho k \underline{\underline{Id}} + \frac{2}{3} \mu_t \text{tr}(\underline{\underline{D}}) \underline{\underline{Id}} - 2\mu_t \underline{\underline{D}} \quad (5-7)$$

Ainsi, l'énergie cinétique turbulente est définie par :

$$k = \frac{1}{2} \text{tr}(\underline{\underline{R}}) = \frac{1}{2} R_{ii} \quad (5-8)$$

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-9)$$

5.4 Discrétisation spatiale

Les principes de la discrétisation spatiale sont ici présentés pour une équation de transport d'un scalaire Φ , mise sous sa forme générale :

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \underline{\underline{u}} \Phi) = \text{div} \left[\Gamma \underline{\underline{grad}}(\Phi) \right] + S^\Phi \quad (5-10)$$

Cette équation est représentative des équations pour la quantité de mouvement, ainsi que des équations de transport pour les variables turbulentes qui seront introduites dans la section suivante. On y reconnaît un terme instationnaire, un terme convectif, un terme diffusif (Γ coefficient de viscosité) et un terme source. Etant donné un maillage fixe du domaine considéré, constitué de cellules de centre I et de volume Ω_1 , le premier pas de la méthode des volumes finis consiste à intégrer cette équation sur chaque volume de contrôle :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega_1} \rho \Phi d\Omega + \int_{\Omega_1} \text{div}(\rho \underline{\underline{u}} \Phi) d\Omega = \int_{\Omega_1} \text{div} \left[\Gamma \underline{\underline{grad}}(\Phi) \right] d\Omega + \int_{\Omega_1} S^\Phi d\Omega \quad (5-11)$$

En utilisant le théorème de Gauss, on reformule cette équation :

$$\frac{\partial \rho \Phi_I \Omega_1}{\partial t} + \int_{\partial \Omega_1} \Phi (\rho \underline{\underline{u}} \cdot \underline{\underline{n}}) dS = \int_{\partial \Omega_1} \Gamma \underline{\underline{grad}}(\Phi) \cdot \underline{\underline{n}} dS + \int_{\Omega_1} S^\Phi d\Omega \quad (5-12)$$

Où on note $\underline{\underline{n}}$ le vecteur unitaire normal à la surface $\partial \Omega_1$ entourant la cellule et où on note Φ_I la valeur moyenne de Φ sur la cellule, que l'on suppose localisée au centre de la cellule I .

5.4.1 Terme de convection

La figure 5.2 représente la configuration générale de deux cellules voisines I et J , ainsi que les notations retenues. F_{ij} est le centre de la face séparant les cellules I et J , de surface S_{ij} . O_{ij} est le point d'intersection de (IJ) avec cette face. I' et J' sont les projections de I et J respectivement sur la droite normale à la face et passant par F_{ij} .

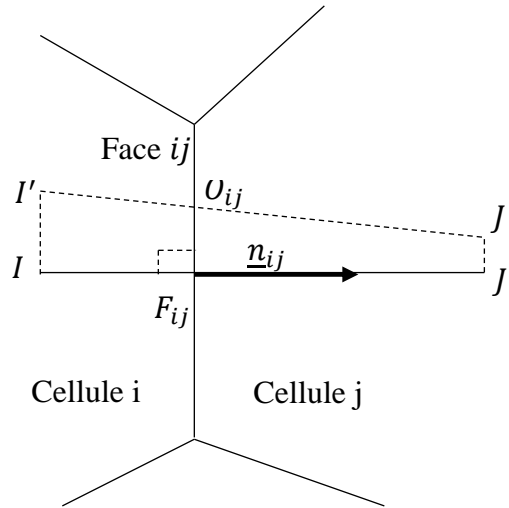


Fig. 5.2 Schéma des cellules i et j voisines

Le terme de convection est approché par la formule suivante :

$$\int_{\partial\Omega_I} \Phi(\rho \underline{u} \cdot \underline{n}) dS \simeq \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} m_{ij} \Phi_{ij} S_{ij} \quad (5-13)$$

Où on note $m_{ij} = (\rho \underline{u}_{ij} \cdot \underline{n}_{ij})$, le flux de masse supposé connu dans ce paragraphe, et Φ_{ij} la valeur de Φ en F_{ij} .

Le schéma de discrétisation définit la manière dont on interpole Φ en F_{ij} à partir des valeurs Φ_I et Φ_J . Différents schéma sont disponibles dans Code_Saturne :

A- Schéma décentré amont

Le schéma UDS (Upwind Differencing Scheme) est défini par :

$$\begin{cases} \Phi_{ij} = \Phi_I & \text{si } m_{ij} > 0 \\ \Phi_{ij} = \Phi_J & \text{si } m_{ij} < 0 \end{cases} \quad (5-14)$$

Afin d'éviter un test dans le code, on réécrit le terme convectif comme [104] :

$$m_{ij} \Phi_{ij} = \frac{1}{2} [(m_{ij} + |m_{ij}|) \Phi_I + (m_{ij} - |m_{ij}|) \Phi_J] \quad (5-15)$$

Ce schéma simple est du premier ordre en espace et introduit une diffusion numérique importante.

B- Schéma centré

Le schéma CDS (Central Differencing Scheme) est défini par :

$$\Phi_{ij} = \alpha_{ij} \Phi_I + (1 - \alpha_{ij}) \Phi_J + \text{Corr}_{conv} \quad (5-16)$$

Où $\alpha_{ij} = \frac{F_{ij}J'}{I'J'}$ et où $Corr_{conv}$ est un terme de correction pour les maillages non-orthogonaux calculé comme :

$$Corr_{conv} = \frac{1}{2} \left\{ \left[\underline{grad}(\Phi) \right]_I + \left[\underline{grad}(\Phi) \right]_J \right\} \cdot \underline{O}_{ij} F_{ij} \quad (5-17)$$

La pondération $\frac{1}{2}$ dans la correction est retenue pour des raisons de stabilité numérique [104].

5.4.2 Terme de diffusion

Le terme de diffusion est approché par :

$$\int_{\partial\Omega_I} \Gamma \underline{grad}(\Phi) \cdot \underline{n} dS \simeq \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \Gamma_{ij} \left[\underline{grad}(\Phi) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} S_{ij} \quad (5-18)$$

Où $\left[\underline{grad}(\Phi) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij}$ est le gradient de Φ normale à la face, en F_{ij} . La discrétisation, au second ordre, retenue dans le code Saturne est la suivante :

$$\left[\underline{grad}(\Phi) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} \simeq \frac{\Phi_{J'} - \Phi_{I'}}{I'J'} \quad (5-19)$$

avec $\Phi_{I'} \simeq \Phi_I + \left[\underline{grad}(\Phi) \right]_I \cdot \underline{II}'$ et $\Phi_{J'} \simeq \Phi_J + \left[\underline{grad}(\Phi) \right]_J \cdot \underline{JJ}'$. (5-20)

On peut donc écrire le schéma sous la forme :

$$\left[\underline{grad}(\Phi) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} \simeq \frac{\Phi_J - \Phi_I}{I'J'} + Corr_{diff} \quad (5-21)$$

La viscosité Γ_{ij} à la face est approchée par interpolation linéaire.

5.4.3 Terme source

Le terme source est approché par :

$$\int_{\Omega_I} S^\Phi d\Omega \simeq S_I^\Phi \Omega_I \quad (5-22)$$

Il peut, selon son expression, être décomposé en une partie explicite et une partie implicite :

$$S_I^\Phi = A_I + B_I \Phi_I \quad (5-23)$$

5.5 Calcul des gradients

La méthode dite standard utilisée dans le code Saturne pour le calcul des gradients aux centres des cellules est basée sur la formule de Gauss :

$$\int_{\Omega_I} \underline{grad}(\Phi) d\Omega = \int_{\partial\Omega_I} \Phi \underline{n} dS \quad (5-24)$$

qui s'écrit sous forme discrète avec les approximations utilisées plus haut :

$$\underline{grad}(\Phi) \Omega_I \simeq \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \Phi_{ij} \underline{n}_{ij} S_{ij} \quad (5-25)$$

Le calcul du gradient nécessite donc les valeurs aux faces qui sont approchées, comme pour le schéma centré de la convection, par :

$$\Phi_{ij} = \alpha_{ij}\Phi_I + (1 - \alpha_{ij})\Phi_J + \frac{1}{2}\left\{\left[\underline{grad}(\Phi)\right]_I + \left[\underline{grad}(\Phi)\right]_J\right\} \cdot \underline{O}_{ij}F_{ij} \quad (5-26)$$

On obtient alors :

$$\underline{grad}(\Phi)\Omega_I = \sum_{J \in \text{voisins}(I)} \left\{ \alpha_{ij}\Phi_I + (1 - \alpha_{ij})\Phi_J + \frac{1}{2}\left\{\left[\underline{grad}(\Phi)\right]_I + \left[\underline{grad}(\Phi)\right]_J\right\} \cdot \underline{O}_{ij}F_{ij} \right\} \underline{n}_{ij}S_{ij} \quad (5-27)$$

La résolution de ce système par une méthode itérative permet d'obtenir le gradient de Φ au centre des cellules.

5.6 Conditions aux limites

Trois principaux types de conditions aux limites sont utilisés. En reprenant les notations de la figure 5.2 où S_{ij} est une face de bord (la cellule J n'existe donc pas), les valeurs aux limites sont imposées par l'intermédiaire de coefficients a_Φ et b_Φ définis pour chaque variable, en fonction de la condition imposée, la valeur de Φ en F_{ij} peut ainsi être écrite :

$$\Phi_{ij} = a_{ij}^\Phi + b_{ij}^\Phi \Phi_{I'} \quad (5-28)$$

5.6.1 Condition de Dirichlet

Cette condition consiste à imposer la valeur Φ_{Dir} de la variable au point F_{ij} . Elle est typiquement utilisée en entrée, à une paroi ou pour la composante de vitesse normale à un plan de symétrie. Les coefficients s'écrivent alors :

$$\begin{cases} a_{ij}^\Phi = \Phi_{Dir} \\ b_{ij}^\Phi = 0 \end{cases} \quad (5-29)$$

Par exemple on a $\Phi_{Dir} = 0$ à une paroi pour les vitesses et l'énergie cinétique turbulente k .

5.6.2 Condition de Neumann

Cette condition consiste à imposer la valeur du flux $\left[\underline{grad}(\Phi)\right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} = \underline{grad}(\Phi)_{Neu}$ de la variable à la face de bord. Elle est typiquement utilisée en sortie ou dans un plan de symétrie (ou l'on impose un gradient nul pour les variables scalaires et les vitesses tangentielles). Les coefficients s'écrivent alors :

$$\begin{cases} a_{ij}^\Phi = \underline{grad}(\Phi)_{Neu} \underline{I}' F_{ij} \\ b_{ij}^\Phi = 1 \end{cases} \quad (5-30)$$

5.6.3 Condition périodique

Cette condition est utile lorsqu'on impose la répétition des propriétés de l'écoulement dans une direction donnée. Cette condition n'est implémentée comme une condition aux limites classique. Schématiquement, pour une périodicité en translation dans une direction donnée, des cellules fictives sont ajoutés de part et d'autre du domaine et les valeurs des variables sont imposées les mêmes que dans les premières et dernières cellules du domaine dans cette direction.

5.7 Résolution des équations de transport

L'équation de transport discrétisée telle que décrite dans les paragraphes précédents peut alors s'écrire sous la forme :

$$\Omega_I D_1 \Phi_1 + \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \left[m_{ij} \Phi_{ij} - \Gamma_{ij} \frac{\Phi_{J'} - \Phi_{I'}}{l'j'} S_{ij} \right] = \Omega_I S_I^* \quad (5-31)$$

Où D_I et S_I^* incluent les parties implicites et explicites, respectivement associées au terme instationnaire et aux termes sources. Cette équation est résolue de manière itérative en utilisant la technique de correction différée pour le terme de convection et les corrections sur maillage non orthogonal. Pour cela, on réécrit le terme de convection à une face sous la forme suivante :

$$m_{ij} \Phi_{ij} = (m_{ij} \Phi_{ij})_{UDS} + \left[m_{ij} \Phi_{ij} - (m_{ij} \Phi_{ij})_{UDS} \right] \quad (5-32)$$

Où $(m_{ij} \Phi_{ij})_{UDS}$ est le terme de convection à une face discrète avec le schéma décentré amont. L'équation résolue se met alors sous la forme (on note k l'indice de simulation) :

$$\begin{aligned} & \Omega_I D_I \Phi_I^{k+1} + \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \left[(m_{ij} \Phi_{ij}^{k+1})_{UDS} - \Gamma_{ij} \frac{\Phi_{J'}^{k+1} - \Phi_{I'}^{k+1}}{l'j'} S_{ij} \right] = \\ & - \sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \left[m_{ij} \Phi_{ij}^k - (m_{ij} \Phi_{ij}^k)_{UDS} - \Gamma_{ij} \text{Corr}_{diff}^k S_{ij} \right] + \Omega_I S_I^* \end{aligned} \quad (5-33)$$

Les termes de gauche sont implicites, en particulier $(m_{ij} \Phi_{ij}^{k+1})_{UDS}$ et la correction $m_{ij} \Phi_{ij} - (m_{ij} \Phi_{ij})_{UDS}$ (ainsi que les corrections pour les maillages non orthogonaux) est explicite. Cette technique de correction différée renforce la stabilité du calcul et le système linéaire est résolu par l'algorithme de Jacobi. La correction différée permet également une implémentation simple d'éventuels schémas pour la correction, ceux-ci étant traités de façon explicite au cours de ces itérations internes.

5.8 Discrétisation en temps

Ici on précise à quel instant sont pris les différents termes de l'équation traitée plus haut, selon le schéma en temps retenu. On note Φ^n la variable Φ au temps t^n , Φ^{n+1} la variable Φ au temps t^{n+1} , le pas de temps entre deux itérations temporelles étant noté $\Delta t = t^{n+1} - t^n$.

5.8.1 Terme instationnaire

On écrit simplement pour ce terme :

$$\frac{\partial \rho \Phi_I \Omega_I}{\partial t} = \rho \Omega_I \frac{\Phi_I^{n+1} - \Phi_I^n}{\Delta t} \quad (5-34)$$

L'instant auquel seront écrits les autres termes fixe l'ordre en temps de la méthode. Pour un schéma implicite à l'ordre 1 en temps, on exprime les autres termes à l'instant t^{n+1} (Euler). Pour un schéma à l'ordre deux en temps décrit dans la suite, on exprime les autres termes à l'instant $t^{n+1/2}$.

5.8.2 Terme de convection

Le terme de convection discrétisé s'écrit :

$$\sum_{J \in \text{Voisins}(I)} m_{ij} \Phi_{ij} \quad (5-35)$$

Le flux de masse est traité de manière explicite, de manière à découpler les différentes équations et un schéma d'Adams- Bashford est utilisé :

$$m_{ij}^{n+1/2} = \frac{3}{2} m_{ij}^n - \frac{1}{2} m_{ij}^{n-1} \quad (5-36)$$

Le schéma de Crank-Nicholson est appliqué pour la variable Φ_{ij} :

$$\Phi_{ij}^{n+1/2} = \frac{1}{2} (\Phi_{ij}^{n+1} + \Phi_{ij}^n) \quad (5-37)$$

5.8.3 Terme de diffusion

Ce terme s'écrit :

$$\sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \Gamma_{ij} \left[\underline{\text{grad}}(\Phi) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} S_{ij} \quad (5-38)$$

La viscosité est traitée de manière explicite, un schéma d'Adams-Bashford n'étant pas souhaitable, car il peut conduire à des valeurs négatives, qui peuvent rendre le calcul instable. Un schéma de Crank-Nicholson est utilisé pour Φ . Ce terme est donc écrit comme :

$$\sum_{J \in \text{Voisins}(I)} \Gamma_{ij} \frac{1}{2} \left\{ \left[\underline{\text{grad}}(\Phi^{n+1}) \right]_{ij} + \left[\underline{\text{grad}}(\Phi^n) \right]_{ij} \right\} \cdot \underline{n}_{ij} S_{ij} \quad (5-39)$$

5.8.4 Termes sources

Les termes sources sont explicités, de manière à découpler les différentes équations, avec un schéma d'Adams-Bashford :

$$(S_I^\phi)^{n+1/2} \simeq \frac{3}{2}(S_I^\phi)^n - \frac{1}{2}(S_I^\phi)^{n-1} \quad (5-40)$$

5.9 Algorithme instationnaire et couplage vitesse-pression

En anticipant sur la section suivante, le système d'équations à résoudre est le système (5-6) complété par des équations de transport pour les variables turbulentes (k et ε dans notre cas). Pour plus de simplicité, on omet ici les équations pour les variables turbulentes.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{div}(\underline{u}) = 0 \\ \rho \frac{\partial \underline{u}}{\partial t} + \rho \text{div}(\underline{u} \otimes \underline{u}) = -\underline{\text{grad}}(P) + \text{div} \left[(\mu + \mu_T) \left(\underline{\text{grad}} \underline{u} + \underline{\text{grad}}^T \underline{u} \right) \right] \end{array} \right. \quad (5-41)$$

L'avancé en temps se fait par un algorithme à pas fractionnaire de type SIMPLEC (voir Ferziger et al. [105], Versteeg et al. [106] par exemple) et est composé de trois étapes. La première étape de prédiction consiste à résoudre les équations de quantité de mouvement, en explicitant le terme de pression, pris à l'itération précédente. Le champ de vitesse prédite n'est pas à divergence nulle. Dans la seconde étape de correction, l'incompressibilité est imposée par des corrections aux champs de vitesse et de pression. Les équations pour les variables scalaires (k et ε) sont résolues au cours de la troisième étape.

5.9.1 Etape de prédiction

Comme expliqué plus haut, les flux convectifs sont explicités ainsi que la viscosité totale et le terme en gradient transposé. En notant \underline{u}^* la vitesse prédite, on peut écrire l'équation de quantité de mouvement discrétisée sous la forme :

$$\rho \Omega_I \frac{1}{\Delta t} \underline{u}_I^* + \sum_{J \in \text{Voisin}(I)} \left[m_{ij} \underline{u}_{ij}^* - (\mu + \mu_T)_{ij} \frac{u_{j'}^* - u_{j'}^*}{l_{j'}} S_{ij} \right] = \Omega_I \underline{S}_I^u - \Omega_I \left[\underline{\text{grad}}(P^e) \right]_I \quad (5-42)$$

Ici, \underline{S}_I^u contient tous les termes explicites et on a mis en évidence le terme de pression P^e explicite (pris à l'itération précédente). De manière à simplifier les notations dans la suite du paragraphe, on réécrit cette équation sous la forme abrégée :

$$\rho \underline{u}_I^* = \rho \tilde{\underline{u}}_I^* - \Delta t \left[\underline{\text{grad}}(P^e) \right]_I \quad (5-43)$$

Où $\tilde{\underline{u}}_I^*$ est une pseudo-vitesse calculée à partir des termes de convection, des termes de diffusion et des termes sources.

5.9.2 Etape de correction

L'équation qu'on souhaite vérifier par \underline{u}_j^{n+1} s'écrit :

$$\rho \Omega_I \frac{1}{\Delta t} \underline{u}_j^{n+1} + \sum_{J \in \text{Voisin}(I)} \left[m_{ij} \underline{u}_j^{n+1} - (\mu + \mu_T)_{ij} \frac{\underline{u}_{j'}^{n+1} - \underline{u}_{j'}^{n+1}}{l'j'} S_{ij} \right] = \Omega_I \underline{S}_I^u - \Omega_I \left[\underline{\text{grad}}(P) \right]_I \quad (5-44)$$

Où P est pris à l'itération courante, soit en reprenant l'abréviation précédente :

$$\rho \underline{u}_j^{n+1} = \rho \underline{u}_j^{n+1} - \Delta t \left[\underline{\text{grad}}(P) \right]_I \quad (5-45)$$

Par soustraction des deux dernières équations et en négligeant les termes de convection et de diffusion (autrement dit, on néglige la variation des pseudo-vitesses), on obtient :

$$\rho \underline{u}_j^{n+1} - \rho \underline{u}_j^* = -\Delta t \left[\underline{\text{grad}}(\delta P) \right]_I \quad (5-46)$$

Où on a noté $\delta P = P - P^e$ la correction de pression. Cette équation définit une correction pour la vitesse.

On souhaite également que \underline{u}_j^{n+1} soit à divergence nulle. Une équation de Poisson pour la correction de pression peut être déduite en prenant la divergence de cette équation et en imposant $\text{div}(\underline{u}_j^{n+1}) = 0$. L'équation obtenue peut s'écrire :

$$\rho \text{div}(\underline{u}_j^{n+1}) = \rho \text{div}(\underline{u}_j^*) - \text{div} \left(\Delta t \left[\underline{\text{grad}}(\delta P) \right]_I \right) = 0 \quad (5-47)$$

Soit sous forme discrète :

$$\sum_{J \in \text{Voisin}(I)} \rho \underline{u}_{ij}^{n+1} \cdot \underline{n}_{ij} = \sum_{J \in \text{Voisin}(I)} \rho \underline{u}_{ij}^* \cdot \underline{n}_{ij} - \sum_{J \in \text{Voisin}(I)} \left(\Delta t \left[\underline{\text{grad}}(\delta P) \right]_I \right)_{ij} = 0 \quad (5-48)$$

Une précaution est, cependant, à prendre pour la discrétisation de cette équation. Si on interpole les valeurs aux faces linéairement, on aboutit à une discrétisation de l'équation pour la correction de pression qui ne relie qu'un point sur deux sur un maillage cartésien et qui peut donner lieu à des oscillations paire/impair (ou oscillations en échiquier).

La solution classique à ce problème retenue dans le code Saturne est la reconstruction pseudo-physique de Rhie et Chow [107] qui consiste en l'écriture formelle de l'équation suivante sur une face :

$$\rho \underline{u}_{ij}^{n+1} \cdot \underline{n}_{ij} = \rho \left(\underline{u}_j^{n+1} \right)_{ij} \cdot \underline{u}_{ij} - \Delta t \left[\underline{\text{grad}}(P) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} \quad (5-49)$$

où les pseudo-vitesses sont interposées et où le gradient de pression normal à la face est directement calculé par :

$$\left[\underline{\text{grad}}(P) \right]_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} = \frac{P_{j'} - P_{j'}}{l'j'} \quad (5-50)$$

En notant que l'on a négligé la variation de pseudo-vitesse, on a $\underline{u}_j^{n+1} = \underline{u}_j^* + \Delta t \left[\underline{grad}(P^e) \right]_I$, et on aboutit à l'expression suivante pour le flux à une face :

$$m_{ij}^{n+1} = \rho \underline{u}_{ij}^{n+1} \cdot \underline{n}_{ij} = \rho \underline{u}_{ij}^* \cdot \underline{n}_{ij} + \Delta t \left[\underline{grad}(P^e)_{ij} \cdot \underline{n}_{ij} - \frac{P_{j'}^e - P_{i'}^e}{l'j'} - \frac{\delta P_{j'} - \delta P_{i'}}{l'j'} \right] \quad (5-51)$$

(les termes à droite de l'équation notés $(\cdot)_{ij}$ sont obtenus par interpolation). Finalement, $\sum_{J \in \text{Voisin}(I)} m_{ij}^{n+1} = 0$ constitue l'équation de Poisson résolue pour la correction de pression. Cette équation est résolue par un algorithme de gradient conjugué avec pré-conditionnement diagonal. C'est également cette expression des flux aux faces qui est utilisée dans l'équation de quantité de mouvement. Dans l'écriture de la correction de vitesse, on a négligé les termes de convection et de diffusion. Pour améliorer la discrétisation temporelle de ces termes, un algorithme itératif sur les étapes de prédiction/correction peut être utilisé. Ces itérations prennent fin quand les corrections de vitesses deviennent inférieures à un seuil fixé. En pratique, si le pas de temps est suffisamment petit, peu d'itérations sont nécessaires.

5.10 Résolution des équations pour les scalaires

La troisième étape consiste en la résolution des équations pour les scalaires, c'est-à-dire dans notre cas pour les variables k et ε . Les flux de masse sont réactualisés pour cette étape. Ces équations sont décrites dans la section suivante.

5.10.1 modèle $k - \varepsilon$ utilisé

Dans cette section, on complète les équations présentées dans la section précédente avec le modèle de turbulence utilisé. Pour notre cas, on s'intéresse au modèle $k - \varepsilon$. La fermeture des équations (5-6) par le modèle $k - \varepsilon$ est faite en utilisant l'hypothèse de viscosité turbulente.

$$\rho \underline{\underline{R}} = \frac{2}{3} \rho k \underline{\underline{Id}} + \frac{2}{3} \mu_t \text{tr}(\underline{\underline{D}}) \underline{\underline{Id}} - 2 \mu_t \underline{\underline{D}} \quad (5-52)$$

5.10.2 Résolution simultanée des équations turbulentes du modèle $k-\varepsilon$

Pour le modèle $k-\varepsilon$, les équations pour les variables k et ε sont résolues simultanément dans le but de prendre partiellement en compte l'équilibre entre ces deux variables. L'algorithme de résolution est divisé en trois étapes.

On réécrit le système d'équations (4-35) sous la forme :

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial k}{\partial t} = D(k) + S_k(k, \varepsilon) \\ \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = D(\varepsilon) + S_\varepsilon(k, \varepsilon) \end{cases} \quad (5-53)$$

D est l'opérateur convection/diffusion. S_k et S_ε sont les termes sources pour k et ε , respectivement, incluant les termes de production et de dissipation.

Étape 1 : résolution explicite

Le système est résolu explicitement, en donnant k_e et ε_e :

$$\begin{cases} \rho^{(n)} \frac{k_e - k^{(n)}}{\Delta t} = D(k^{(n)}) + S_k(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_e - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} = D(\varepsilon^{(n)}) + S_\varepsilon(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \end{cases} \quad (5-54)$$

Étape 2 : couplage des équations par les termes sources

Les termes de chaque équation sont :

$$\begin{cases} \rho^{(n)} \frac{k_{ts} - k^{(n)}}{\Delta t} = D(k^{(n)}) + S_k(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_{ts} - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} = D(\varepsilon^{(n)}) + S_\varepsilon(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) \end{cases} \quad (5-55)$$

Ce qui nous donne, après soustraction de l'équation (5-54) de l'équation (5-55) :

$$\begin{cases} \rho^{(n)} \frac{k_{ts} - k^{(n)}}{\Delta t} = \rho^{(n)} \frac{k_e - k^{(n)}}{\Delta t} + S_k(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) - S_k(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_{ts} - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} = \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_e - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} + S_\varepsilon(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) - S_\varepsilon(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \end{cases} \quad (5-56)$$

Ainsi, on peut écrire (pour $\varphi = k$ ou ε) :

$$S_\varphi(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) - S_\varphi(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \approx (k_{ts} - k^{(n)}) \left(\frac{\partial S_\varphi}{\partial k} \right)^{(n)} + (\varepsilon_{ts} - \varepsilon^{(n)}) \left(\frac{\partial S_\varphi}{\partial \varepsilon} \right)^{(n)} \quad (5-57)$$

avec

$$\left(\frac{\partial S_\varphi}{\partial k} \right)^{(n)} = \frac{\partial S_\varphi}{\partial k}(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)}) \text{ et } \left(\frac{\partial S_\varphi}{\partial \varepsilon} \right)^{(n)} = \frac{\partial S_\varphi}{\partial \varepsilon}(k^{(n)}, \varepsilon^{(n)})$$

Ce qui nous conduit à un système linéaire 2x2 à résoudre dans chaque cellule :

$$\begin{pmatrix} \frac{\rho^{(n)}}{\Delta t} - \left(\frac{\partial S_k}{\partial k} \right)^{(n)} & - \left(\frac{\partial S_k}{\partial \varepsilon} \right)^{(n)} \\ \frac{\rho^{(n)}}{\Delta t} - \left(\frac{\partial S_\varepsilon}{\partial \varepsilon} \right)^{(n)} & - \left(\frac{\partial S_\varepsilon}{\partial k} \right)^{(n)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} (k_{ts} - k^{(n)}) \\ (\varepsilon_{ts} - \varepsilon^{(n)}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho^{(n)} \frac{k_e - k^{(n)}}{\Delta t} \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_e - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} \end{pmatrix} \quad (5-58)$$

Étape 3 : traitement implicite de la convection et de la diffusion

Le système suivant correspond à l'équation (4-35) où l'opérateur de convection/diffusion est entièrement implicite et les termes sources sont partiellement implicites.

$$\begin{cases} \rho^{(n)} \frac{k^{(n+1)} - k^{(n)}}{\Delta t} = D(k^{(n+1)}) + S_k(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon^{(n+1)} - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} = D(\varepsilon^{(n+1)}) + S_\varepsilon(k_{ts}, \varepsilon_{ts}) \end{cases} \quad (5-59)$$

Ce qui nous donnent :

$$\begin{cases} \rho^{(n)} \frac{k^{(n+1)} - k^{(n)}}{\Delta t} = D(k^{(n+1)}) - D(k^{(n)}) + \rho^{(n)} \frac{k_{ts} - k^{(n)}}{\Delta t} \\ \rho^{(n)} \frac{\varepsilon^{(n+1)} - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} = D(\varepsilon^{(n+1)}) - D(\varepsilon^{(n)}) + \rho^{(n)} \frac{\varepsilon_{ts} - \varepsilon^{(n)}}{\Delta t} \end{cases} \quad (5-60)$$

Ces dernières équations sont résolues séparément

5.11 Code SYRTHES

Le code Syrthes est un logiciel généraliste de thermique pour la résolution numérique de la conduction et du rayonnement en milieu transparent. SYRTHES est développé par EDF R&D. C'est un Code libre (open-source), performant pour les calculs parallèles. Il peut être couplé avec de nombreux autres logiciels pour la modélisation de problèmes multi physiques. Syrthes permet d'appréhender différents types de problèmes en conduction thermique, rayonnement thermique et les Transferts couplés de masse et de température comme il est utilisé dans de nombreux domaines tels que :

- Nucléaire (durée de vies des composants, entreposage/stockage de déchets, transport de combustible,...),
- Electricité (transport, matériels électromagnétiques,...),
- Efficacité énergétique dans les bâtiments,
- Etude des propriétés physiques des matériaux.

Le code Syrthes est un module thermique solide le plus découplé possible. Les domaines fluide et solide sont maillés de façon totalement indépendante. La seule contrainte est d'essayer d'approcher le mieux possible l'interface commune entre fluide et solide. La résolution est également découplée ; ce qui permet d'utiliser au mieux les méthodes numériques dans chaque domaine. On minimise également la probabilité d'introduire des erreurs dans le code fluide.

Cette section décrit la méthode utilisée pour appliquer une condition de Dirichlet T_w spécifique à la température au niveau des parois solides.

En effet, dans de nombreuses applications, l'effet des parois doit être pris en compte avec précision, en particulier, en ce qui concerne l'inertie thermique. Cependant, le Code SATURNE peut être couplé avec le code thermique SYRTHES d'EDF ([108], [109]) qui résout la température dans un domaine solide. SYRTHES s'appuie sur la technique des éléments finis pour résoudre l'équation générale de la chaleur (5-61), où toutes les propriétés peuvent être en fonction du temps, de l'espace ou de la température.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div} (k_s \underline{\text{grad}} T) + \Phi_v \quad (5-61)$$

T est la température, t le temps, Φ_v le terme source volumique, ρ et C_p sont la densité et la chaleur spécifique, respectivement. k_s (Un tenseur lorsque le matériau est anisotrope) désigne le comportement conductif du milieu. Les phénomènes de rayonnement entre deux surfaces

peuvent également être pris en compte. Pour l'optimisation, seuls les éléments P1-iso P1 ont été retenus (6 élément en 2D, 10 nœuds par tétraèdre en 3D). Plus de détails sur les possibilités de la modélisation par la méthode des éléments finis dans le code Syrthes peuvent être trouvés dans [108], [110] et [109]. A l'instar du code Saturne, les études réalisées avec le code Syrthes ont été confrontées aux tests analytiques et expérimentaux.

Le couplage thermique entre les deux codes est explicite et est réalisé à chaque pas de temps. Soit T_w la température du solide au nœud appartenant à l'interface entre le fluide et le solide, T_f est la température du fluide au centre de la cellule se trouvant au niveau du fluide adjacent à la paroi. A l'instant t , Syrthes envoie au code Saturne la valeur de $T_w^{(n)}$. Le code Saturne calcule par la suite le coefficient d'échange de chaleur locale $h^{(n)}$ (cohérent avec la différence de température $T_f^{(n)} - T_w^{(n)}$) et envoie l'information $(h^{(n)}, T_f^{(n)})$ à Syrthes. En utilisant $T_w^{(n)}$ et $h^{(n)}$, le code Saturne procède à un autre pas de temps et calcule la valeur de $T_f^{(n+1)}$. En parallèle, avec les valeurs de $h^{(n)}$ et $T_f^{(n)}$, Syrthes met à jour la température du solide et calcule $T_w^{(n+1)}$ et ainsi de suite.

Chapitre VI

*Etude des différentes
configurations géométriques
d'une Centrale solaire à cheminée*

6.1 Introduction

Le travail présenté consiste à étudier l'écoulement d'un fluide dans une centrale solaire à cheminée en régime turbulent sous l'effet de la convection naturelle. Le but de cette étude consiste à suivre l'évolution du fluide en écoulement au sein de la centrale et de situer la région dans laquelle les vitesses atteignent leurs maximums, la région adéquate pour l'emplacement des turbines, ainsi que l'influence du système de stockage sur les performances de la tour et sur la durée de son fonctionnement après le coucher de soleil. Et pour ce fait, les conditions aux limites seront définies selon les données météorologiques (rayonnement solaire et température ambiante), disponibles sur le site d'Adrar considérées pour une journée type. On suivra par une étude de performance d'une CSC suivant les différentes formes géométriques adoptées pour cette dernière afin de déterminer la configuration qui engendrera une amélioration du rendement de la dite centrale avec un minimum de génération d'entropie.

6.2 Validation numérique

La faisabilité de la méthode numérique a un effet significatif sur la conception et une utilisation commerciale des systèmes de centrales solaires à cheminée à grande échelle. Afin de valider les résultats de notre simulation, nous avons effectué une étude numérique du prototype de Manzanares, selon les conditions aux limites considérées, au cours de la journée du 2 Septembre 1982 enregistrée au niveau du site de Manzanares [17]. Rappelons que pour le prototype de Manzanares, nous avons une cheminée de 194m de hauteur et de 10m de diamètre, un collecteur de 244m de diamètre et la couverture du collecteur qui se trouve à 1.85m de haut de la surface du sol.

Les résultats numériques de l'écoulement établi du fluide en régime transitoire dans le prototype Manzanares sont présentés, accompagnés de la validation requise avec les résultats expérimentaux appropriés. Les résultats numériques obtenus pour la température de l'air au niveau de la section d'entrée de la turbine, selon l'heure du jour, suivent une même tendance similaire aux résultats expérimentaux de Haaf [17], avec un écart moyen de 12% (Fig. 6.1). Les résultats obtenus pour la vitesse de l'air dans la même section sont présentés sur la Figure 6.2. Dans cette figure, si les valeurs obtenues aux alentours de 8h00 et 20h00 sont exclues (l'augmentation et la diminution rapide obtenues au niveau du stockage peuvent être dues à des agents atmosphériques extérieurs), l'écart moyen est égal à 12%.

On peut observer sur la figure 6.3 la comparaison entre la puissance électrique délivrée par la turbine éolienne et celle obtenue dans le travail de Haaf [17] qui évoluent, de la même manière que les paramètres précédents, avec un écart relatif moyen égal à 9%. Les résultats numériques ont été également comparés à ceux obtenus théoriquement par Hurtado & al. [30] où on constate un bon accord. De ce fait, on peut conclure que le modèle numérique utilisé peut être considéré comme valide en raison de la comparaison réussie avec les données expérimentales obtenues dans le prototype de Manzanares.

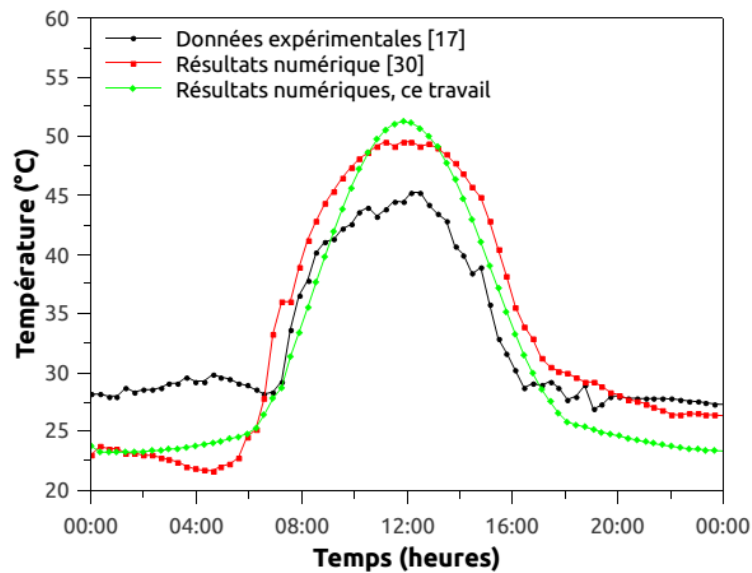


Fig. 6.1 Evolution de la température (°C)

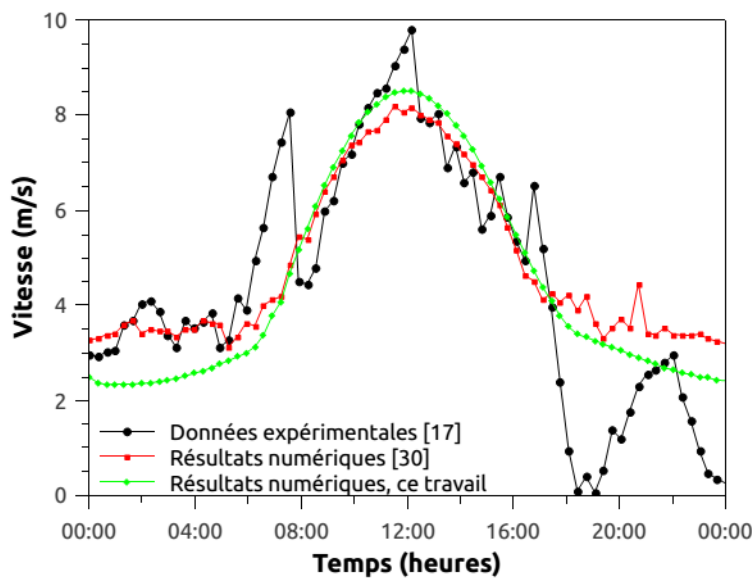


Fig. 6.2 Evolution de la vitesse (m/s)

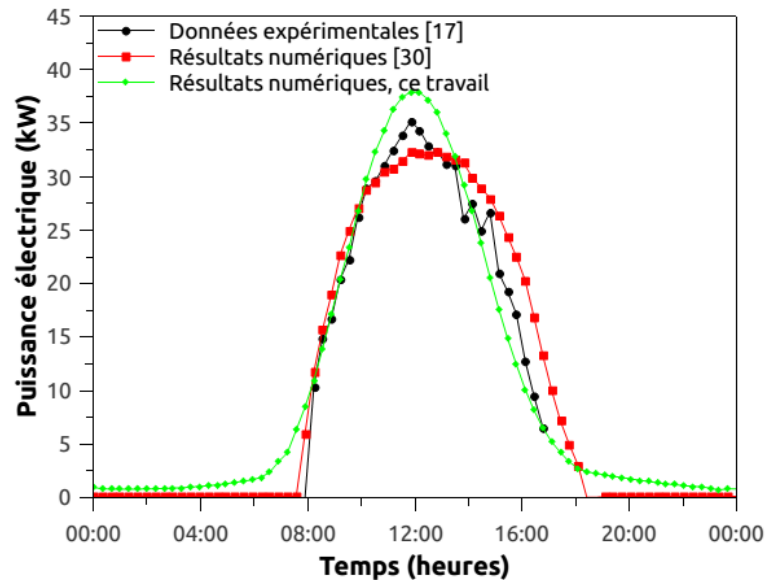


Fig. 6.3 Evolution de la puissance électrique (kW)

6.3 Performances d'une CSC implantée dans le sud Algérien

6.3.1 Présentation du problème

Etant donné que le sud Algérien dispose d'un gisement solaire appréciable, une perspective peut s'ouvrir pour la promotion de l'énergie solaire dans cette région en favorisant notamment, l'implantation des installations de conversion énergétique fonctionnant grâce au rayonnement solaire, dans le but d'alimenter les régions éloignées en électricité. Le but de cette démarche est d'offrir à la population locale toutes les commodités nécessaires à la vie quotidienne afin de réduire le phénomène d'exode et rendre la région plus attractive aux autres populations, notamment les touristes. Dans ce but, une étude préliminaire s'impose et elle doit se faire dans les meilleurs délais. C'est la raison pour laquelle on a fait appel au code CFD, en occurrence le code SATURNE en couplage avec le code SYRTHES. Cela nous permettra un gain en temps et en argent. En considérant les données météorologiques relatives au site d'Adrar, une simulation d'une centrale solaire à cheminée, aux données géométriques telles-que données dans le tableau 6.1, a été réalisée à l'aide de ce code open-source. La périodicité de la simulation porte sur une journée type pour chaque mois de l'année. Ainsi, les conditions aux limites considérées sont dictées par les données météorologiques relatives au site d'Adrar. La température de l'air à l'entrée du collecteur est prise égale à la température ambiante, avec une différence de pression nulle à l'entrée du collecteur et à la sortie de la cheminée. La température à 5m de profondeur du sol est supposée constante, et elle prend une valeur de 300K. Les parois de la cheminée sont considérées adiabatiques. Le coefficient optique du collecteur i.e. produit de la transmissivité de la couverture et de l'absorptivité de l'absorbeur ($\tau\alpha$) égale à 0.64. Les valeurs de températures trouvées à partir du bilan thermique effectué

sur l'ensemble du collecteur seront utilisées pour définir les conditions aux limites de chacune des surfaces du collecteur, à savoir la couverture externe du collecteur et la surface supérieure du sol (absorbeur).

Tableau 6.1 Données géométriques de la centrale solaire à cheminée

Diamètre du collecteur	244m
Diamètre de la cheminée	10 m
Distance entre l'absorbeur et la couverture externe du collecteur	2 m
Epaisseur de l'eau de stockage	0.1 m
Hauteur de la tour	200 m

Deux cas de figures de la CSC sont à considérer (fig.6.4 et 6.5). Une première configuration est celle d'une CSC avec un système de stockage constitué uniquement de la partie sol (SCPP1) et une seconde configuration dans laquelle le système de stockage est composé de la partie sol à laquelle on associe des bacs remplis d'eau, occupant toute la surface du collecteur couvert d'un film plastique pour éviter le phénomène d'évaporation (SCPP2).

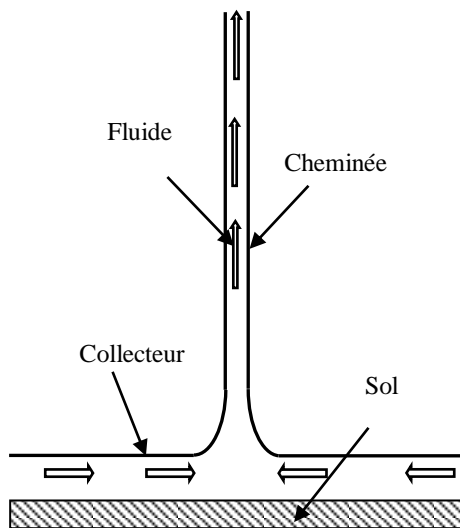


Fig. 6.4 Le modèle physique de CSC (SCPP1)

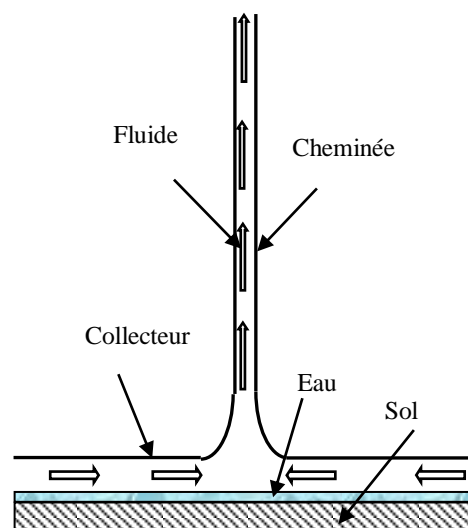


Fig. 6.5 Le modèle physique de CSC (SCPP2)

Une étude approfondie du gisement solaire à Adrar a été effectuée en considérant les journées types pour chaque mois. Les résultats ont mis en évidence l'immense potentiel dont dispose cette région. Les courbes de température ambiante ont été considérées. Dans le

travail présenté par Capderou [111], on trouve que la moyenne annuelle de l'énergie solaire disponible sur surface horizontale est de 2.2 MWh/m²/an environ, avec une durée moyenne d'ensoleillement de 11h par jour durant toute l'année. L'ensoleillement maximum est atteint entre 12 et 13h.

L'objectif principal de cette partie consiste en l'analyse préliminaire de la convection naturelle turbulente dans une CSC afin de prédire le comportement thermo- hydrodynamique du mouvement d'air à travers le système.

6.3.2 Résultats et interprétations

L'intérêt porté dans notre étude est focalisé sur l'évaluation de la puissance que peut produire une centrale solaire à cheminée implantée dans le sud algérien, région d'Adrar, et cela pour tous les mois de l'année. Ainsi que, l'impact du système stockage, mis en place, sur les performances de l'installation.

Les figures (6-29) présentent l'évolution du rayonnement solaire et celle de la température ambiante pour une journée type pour tous les mois de l'année, ainsi que l'évolution de la puissance délivrée par une centrale solaire à cheminée pour les deux configurations.

L'irradiance est d'autant plus importante durant la période s'étalant du mois de Mars jusqu'au mois de Septembre durant laquelle le potentiel de l'énergie solaire varie entre 800 et 1100W/m².

La puissance de l'énergie électrique développée est aussi importante durant cette période où elle varie entre 28 et 150 kW, pour les installations ayant le sol comme système de stockage, est de 25 et 120 kW, pour les centrales équipées d'un système de stockage composé, en plus du sol, des bacs remplis d'eau. L'évolution de la puissance générée par les installations solaires est de même nature que celle du rayonnement solaire.

Le système de stockage nous permet de produire de l'énergie électrique même après le coucher du soleil ; ce qui permet à la centrale solaire de fonctionner de manière continue pendant toute la durée du jour. Cependant la puissance obtenue durant la période nocturne, en l'absence du rayonnement solaire, est beaucoup plus significative au niveau de l'installation équipée du système de stockage à eau. La différence entre les puissances électriques obtenues dans les deux d'installation, durant la période nocturne, varie selon l'intensité du rayonnement du jour précédent. La valeur minimale est obtenue durant les mois où le taux du rayonnement solaire est faible et la valeur maximale est obtenue pendant la période correspondant au mois où le potentielle de l'énergie solaire est maximum. Ainsi, durant les périodes de fort

ensoleillement, l'impact du système de stockage (eau + sol) sur les performances d'une centrale solaire à cheminée est d'autant plus important comparativement aux périodes aux faible taux d'ensoleillement. Cela revient au fait que le stockage thermique dans l'eau utilisée, en plus du sol, permet de réduire les pertes de l'énergie thermique, vers l'environnement extérieur, en absorbant l'excédent de chaleur collectée au niveau du collecteur pour la restituer au fluide en écoulement pendant la période nocturne.

Larbi & al. [51] montrent que la production instantanée de l'énergie électrique dans cette localité peut aller de 140 à 200 kW pendant toute l'année et elle est d'autant plus importante durant la période s'étalant du mois de Mars jusqu'au mois de Septembre.

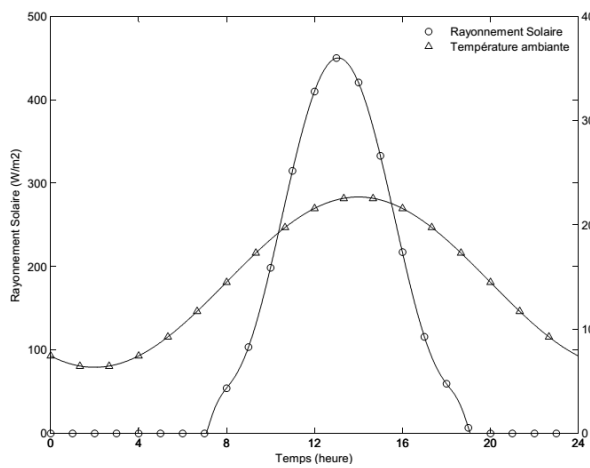


Fig. 6.6 Evolution de I_g et de T_a (Janvier)

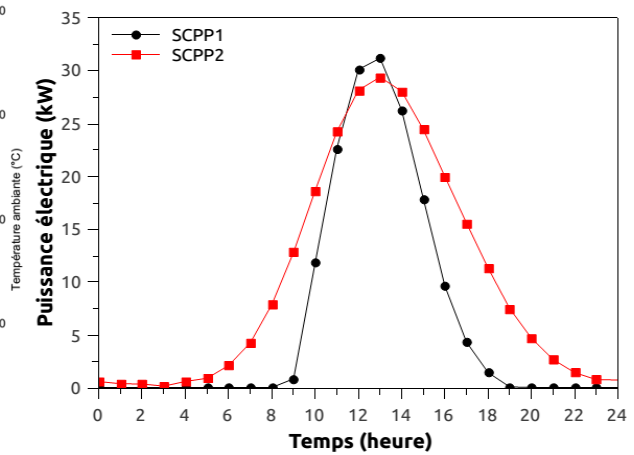


Fig. 6.7 Puissance électrique (Janvier)

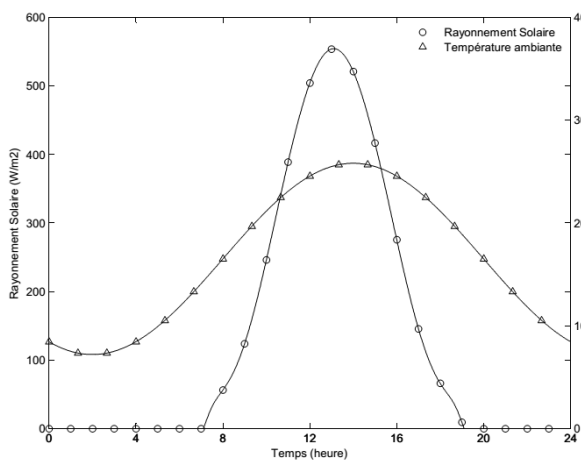


Fig. 6.8 Evolution de I_g et de T_a (Février)

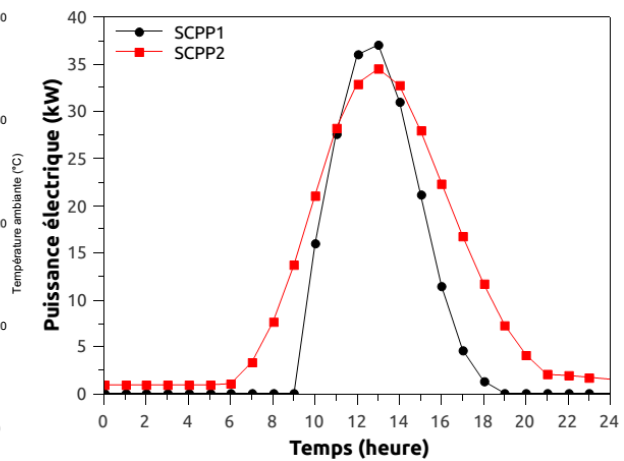


Fig. 6.9 Puissance électrique (Février)

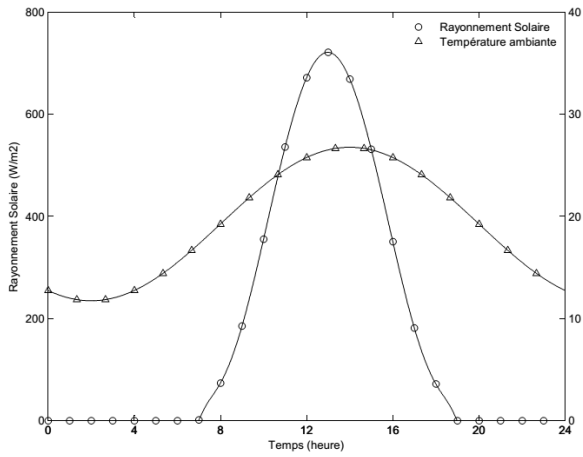


Fig. 6.10 Evolution de I_g et de T_a (Mars)

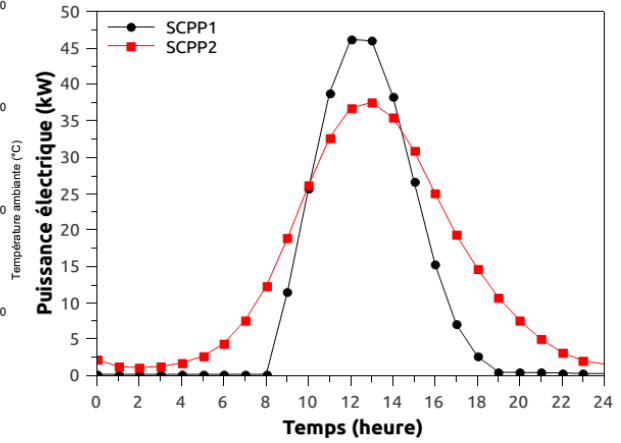


Fig. 6.11 Puissance électrique (Mars)

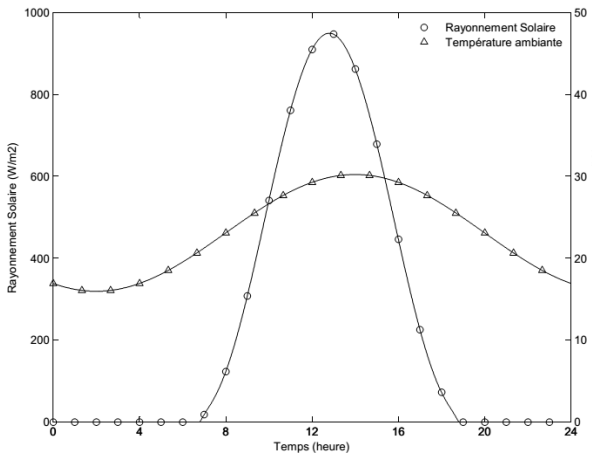


Fig. 6.12 Evolution de I_g et de T_a (Avril)

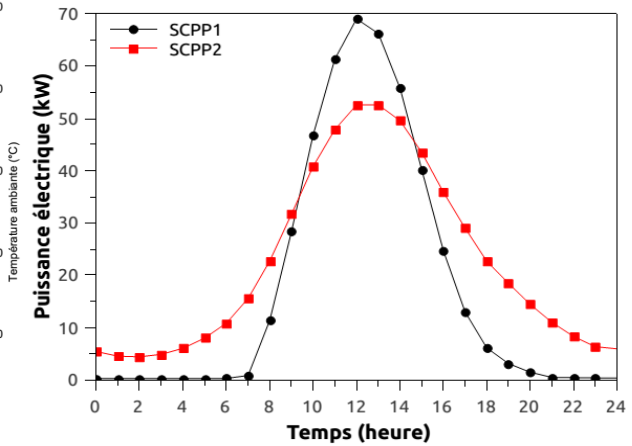


Fig. 6.13 Puissance électrique (Avril)

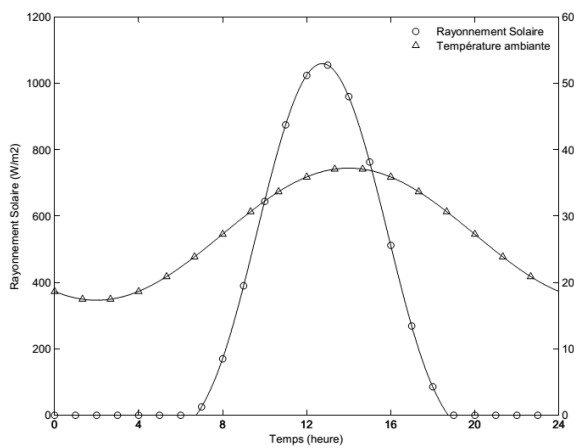


Fig. 6.14 Evolution de I_g et de T_a (Mai)

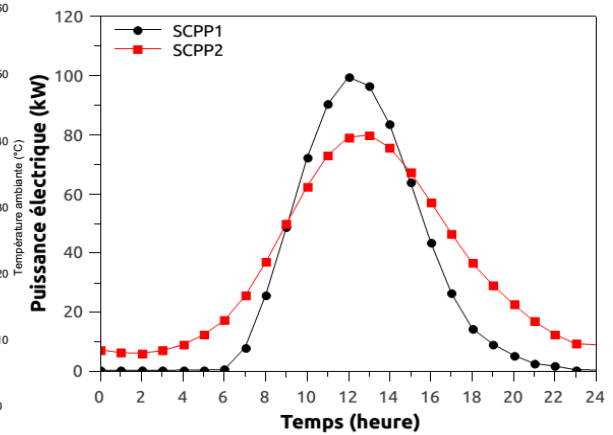


Fig. 6.15 Puissance électrique (Mai)

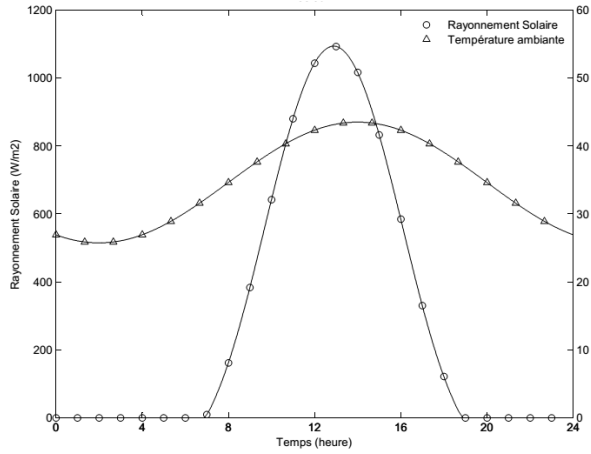


Fig. 6.16 Evolution de Ig et de Ta (Juin)

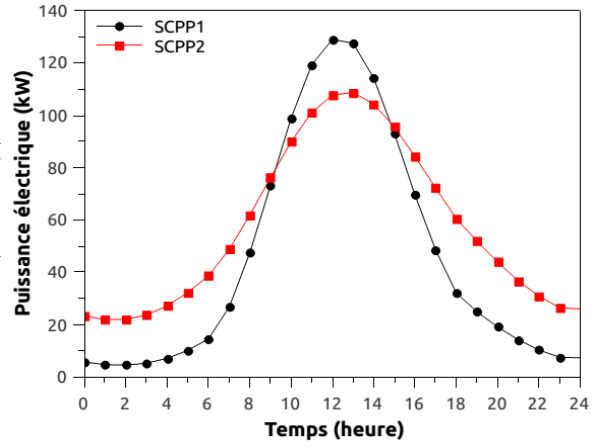


Fig. 6.17 Puissance électrique (Juin)

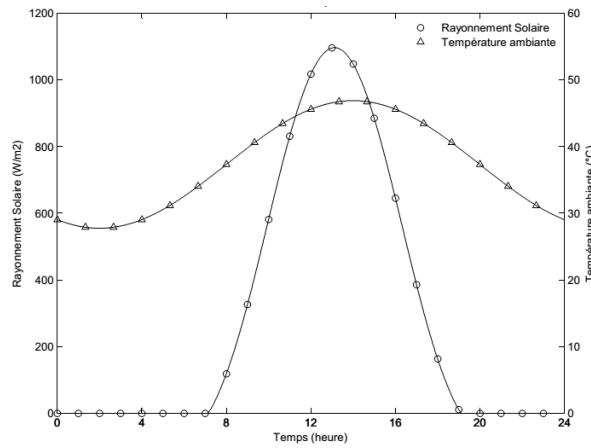


Fig. 6.18 Evolution de Ig et de Ta (Juillet)

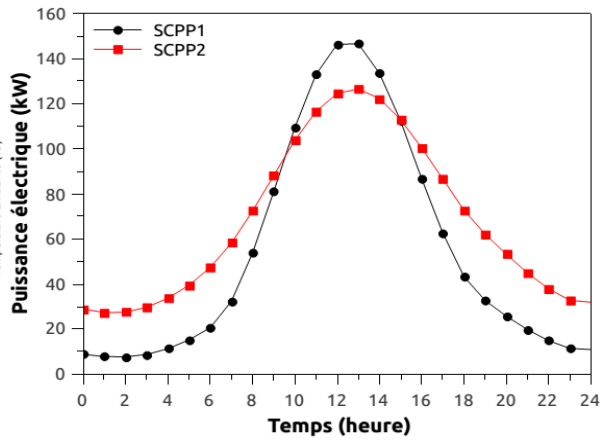


Fig. 06.19 Puissance électrique (Juillet)

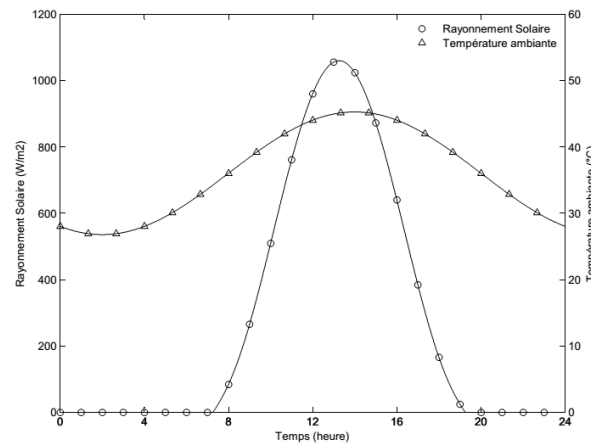


Fig. 6.20 Evolution de Ig et de Ta (Aout)

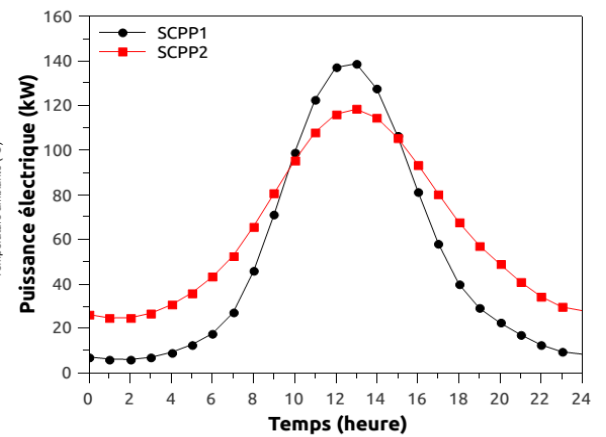


Fig. 6.21 Puissance électrique (Aout)

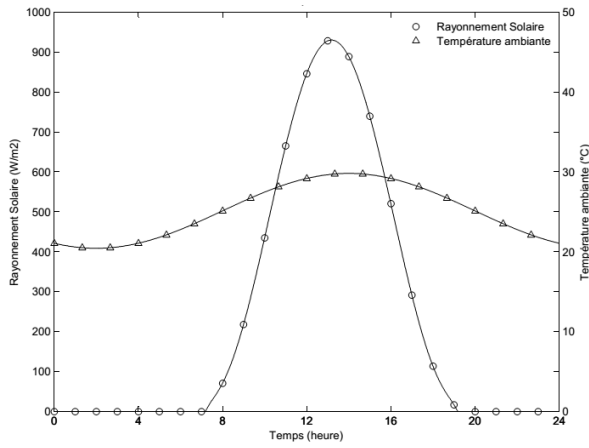


Fig. 6.22 Evolution de I_g et de T_a (Septembre)

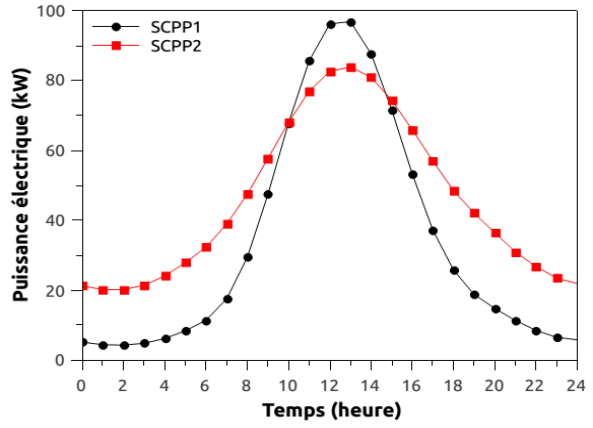


Fig. 6.23 Puissance électrique (Septembre)

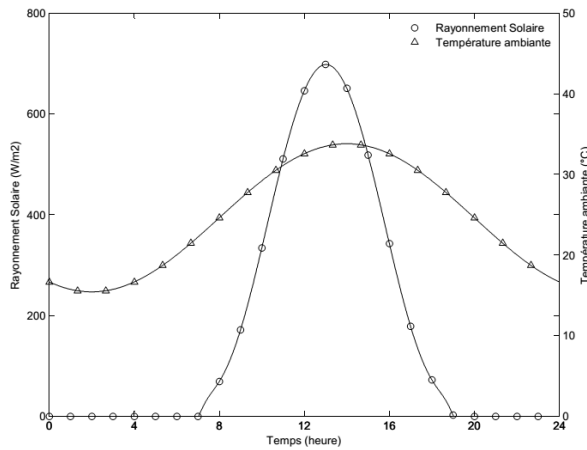


Fig. 6.24 Evolution de I_g et de T_a (Octobre)

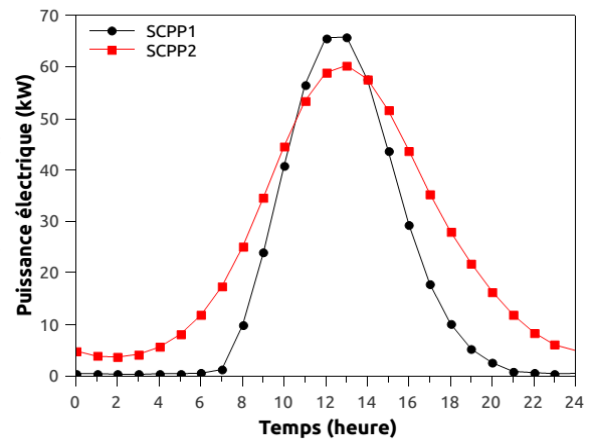


Fig. 6.25 Puissance électrique journalière (Octobre)

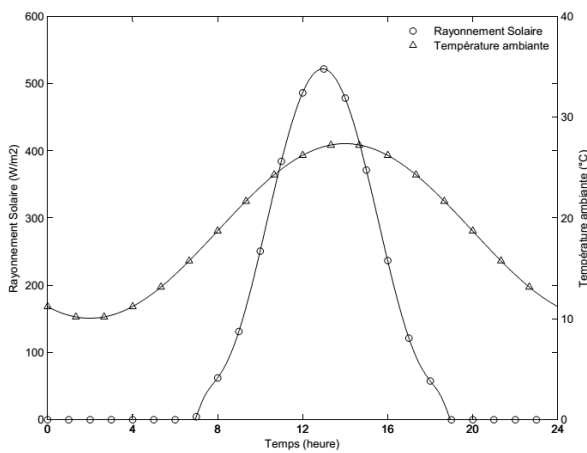


Fig. 6.26 Evolution de I_g et de T_a (Novembre)

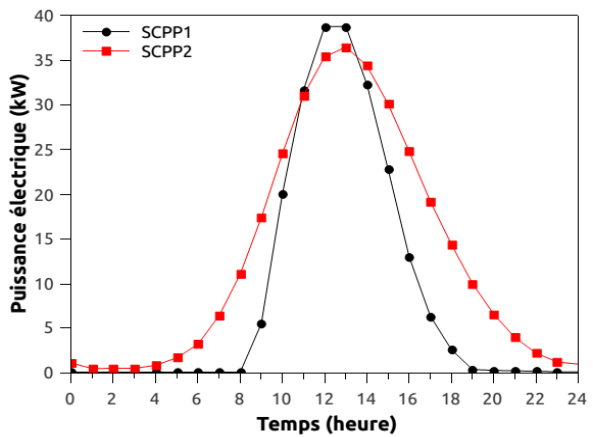


Fig. 6.27 Puissance électrique journalière (Novembre)

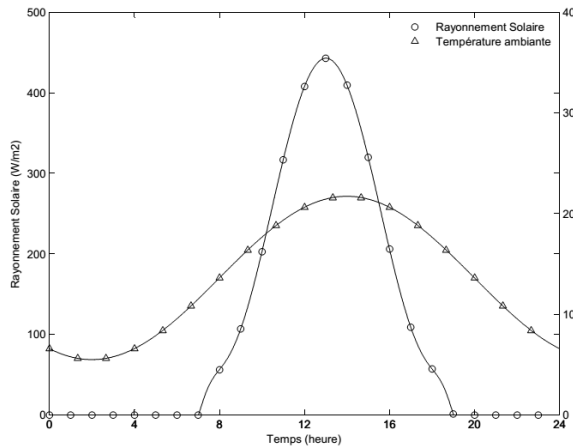


Fig. 6.28 Evolution de I_g et de T_a (Décembre)

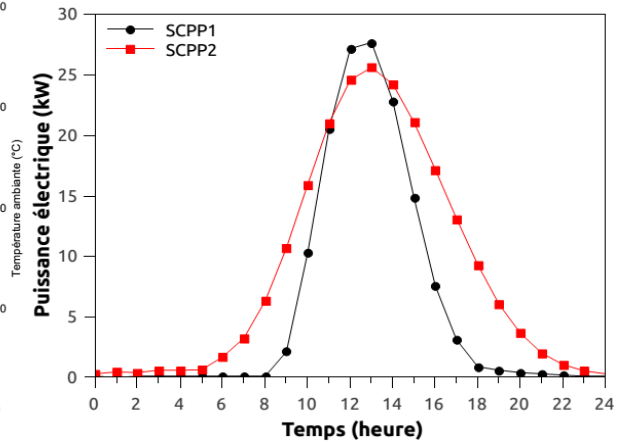


Fig. 6.29 Puissance électrique (Décembre)

6.3.3 Conclusion

Les résultats obtenus montrent qu'avec les conditions météorologiques dont dispose la région d'Adrar, les deux d'installations peuvent fonctionner de manière continue durant toute la durée du jour. Cependant, la puissance électrique générée pendant la période nocturne est d'autant plus importante au niveau de la centrale dotée d'un système de stockage composé d'eau et du sol. La production de l'électricité à partir de ces deux systèmes, est relativement liée aux taux du rayonnement solaire qui, lui, varie selon le mois de l'année.

6.4 Formes géométriques adoptées

Plusieurs configurations (formes) géométriques de l'ensemble système collecteur-cheminée ont été examinées et par conséquent le champ de vitesse et la distribution de températures dans le système sont évalués par la résolution des équations régissant les écoulements dans l'ensemble collecteur cheminée à savoir les équations de Navier-Stokes, l'équation de continuité, l'équation de densité et l'équation d'énergie, en utilisant la méthode des volumes finis et par la même identifier les phénomènes locaux qui vont apparaître dans certaines régions dans le but de déterminer la position adéquate pour l'emplacement des turbines éoliennes.

Principalement nous allons étudier l'impact de la mise en place d'un diffuseur au niveau de la jonction collecteur-cheminée, l'influence de l'inclinaison du toit du collecteur et du fait de considérer un étranglement de la section de passage à l'entrée de la cheminée.

Deux cas de figures sont à considérer. Dans le premier cas, le système de stockage mis en place est composé uniquement de la partie sol. Pour le deuxième cas, le système de stockage considéré est constitué, en plus de la partie sol, d'un bac rempli d'eau, de 10 cm d'épaisseur, couvrant toute la surface du collecteur.

Du fait que le nombre de Mach soit inférieur à 0.3, l'écoulement peut donc être considéré incompressible. On s'intéressera directement, à la place du débit massique, à la vitesse maximale qu'on déterminera pour chaque configuration géométrique considérée. La vitesse maximale devient ainsi notre paramètre d'optimisation. Néanmoins le concept de minimisation de la production d'entropie sera lui aussi considéré dans un but d'optimisation.

Les résultats de l'analyse de la production d'entropie sont obtenus en résolvant l'équation de génération sur la base de l'entropie des données de vitesse et de température. La configuration générant un minimum de la production d'entropie sera alors déterminée.

6.4.1 Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies selon les données météorologiques disponibles au niveau du site d'Adrar principalement la température ambiante et le rayonnement solaire. La pression relative prise égale à zéro à l'entrée du collecteur et à la sortie de la cheminée, ainsi que la température d'entrée qui sera égale à la température ambiante :

$$p_{r,e} = 0, \quad T_e = T_\infty \quad (6-1)$$

Au niveau de la surface de l'absorbeur, on suppose une température uniforme.

On considère une cheminée à paroi adiabatique, ainsi on a :

$$\partial T / \partial x = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad (6-2)$$

6.4.2 Effet de la jonction collecteur-cheminée

6.4.2.1 Présentation du modèle physique utilisé

En plus des deux configurations précédentes, nous aurons deux autres configurations avec une jonction collectrice - cheminée, ayant une forme de diffuseur. On obtient quatre configurations possibles de CSC, à savoir :

- La figure 6.30 illustre le premier modèle physique de la centrale, **CSC (classique)** en utilisant le sol comme seul moyen de stockage thermique.
- La figure 6.31 montre le deuxième modèle physique de la centrale semblable à celui du cas classique où la jonction entre la sortie du collecteur et l'entrée de la cheminée est dotée d'une forme d'un diffuseur, **CSC (diffuseur)**.
- La figure 6.32 illustre le modèle dont le système de stockage est composé du sol et un bac rempli d'eau de 10 cm d'épaisseur, **CSC (eau)**.
- La figure 6.33 représente le modèle physique de la centrale semblable à celui de **CSC (eau)** avec une jonction collecteur cheminée en forme d'un diffuseur, **CSC (eau-diffuseur)**.

La simulation numérique sera effectuée sur toute une journée qui correspond à un jour type du mois de Juillet. Les dimensions de la cheminée sont identiques à celles données dans le tableau 6.1.

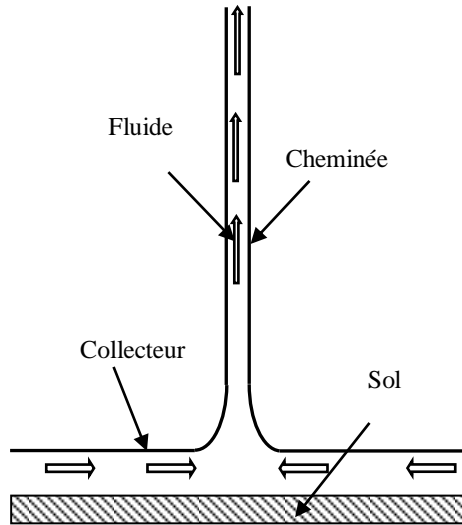


Fig. 6.30 Schéma de la centrale CSC (Classique)

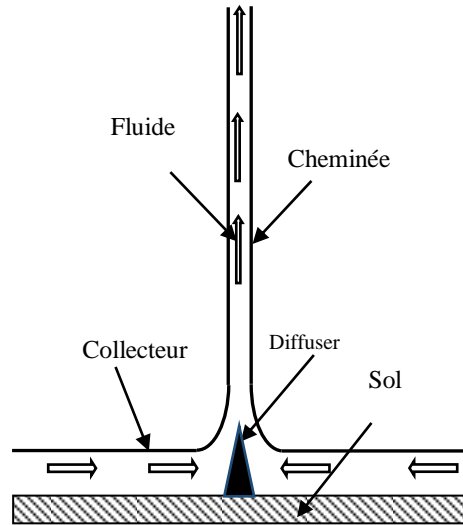


Fig. 6.31 Schéma de la centrale CSC (Diffuseur)

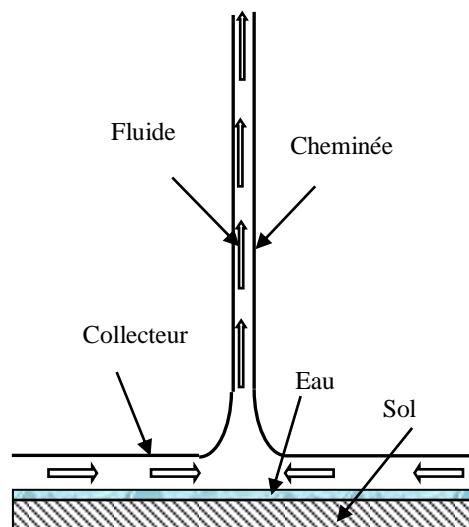


Fig. 6.32 Schéma de la centrale CSC (Eau)

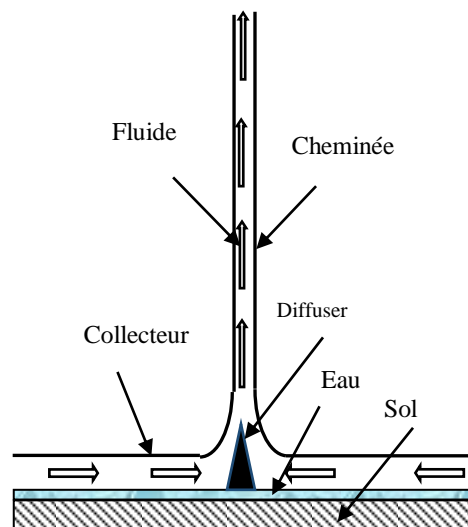


Fig. 6.33 Schéma de la centrale CSC (Eau + Diffuseur)

6.4.2.2 Résultats et interprétation

Les résultats présentés sont liés à la vitesse moyenne d'écoulement au niveau de la CSC, la génération d'entropie et la production d'énergie électrique selon les conditions climatiques, (rayonnement solaire et la température ambiante) pour un jour du mois Juillet, disponible au niveau du site d'Adrar (région sud-ouest de l'Algérie).

La figure 6.34 illustre l'évolution de la vitesse moyenne de l'écoulement en fonction du temps à la sortie du collecteur. Les figures (6.35-6.40) montrent l'évolution des vitesses d'écoulement à l'entrée de la cheminée à différents niveaux (2m, 4m, 6m, 8m, 10m et 12m) à partir du sol. Il est à noter que plus le rayonnement solaire est important plus la vitesse moyenne d'écoulement est importante. Lorsque le rayonnement solaire est faible ou inexistant, les systèmes à stockage thermique à eau (sol et eau de stockage) dans la CSC (eau) et la CSC (eau + diffuseur) génèrent des vitesses supérieures à celles obtenues dans les configurations CSC (classique) et CSC (diffuseur). Le système de stockage constitué par l'eau et le sol garantit une continuité de l'écoulement du fluide dans la centrale solaire à cheminée pendant de nombreuses heures après le coucher de soleil.

En outre, le système de diffuseur utilisé à la jonction collecteur - cheminée, en occurrence CSC (eau + diffuseur) et CSC (diffuseur), permet d'augmenter les vitesses moyennes de l'écoulement du fluide uniquement à la sortie du collecteur et au niveau inférieure de l'entrée de la cheminée (2m du niveau du sol) par rapport aux configurations CSC (eau) et CSC (classique), en particulier pour un rayonnement solaire important.

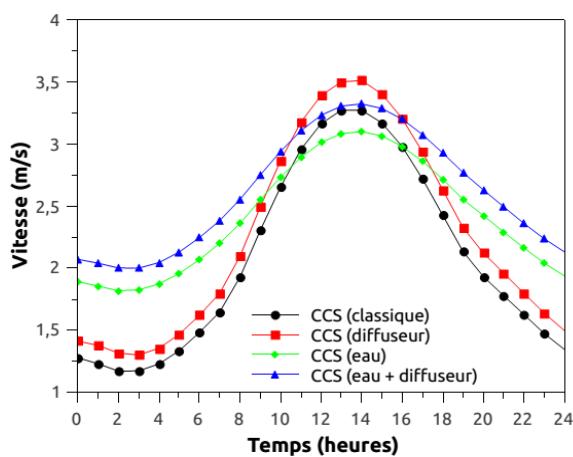


Fig. 6.34 Vitesse à la sortie du collecteur

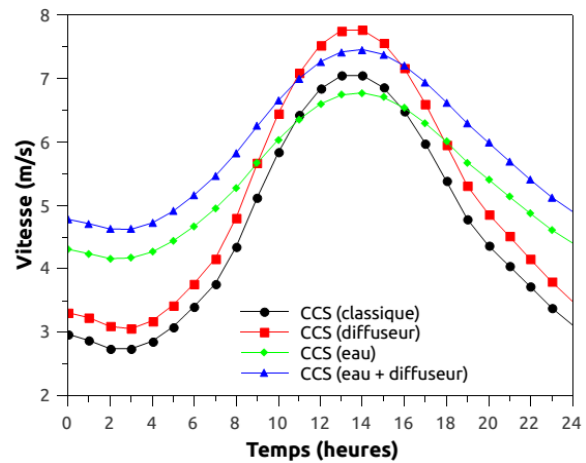


Fig. 6.35 Vitesse à l'entrée de la cheminée
2m du sol

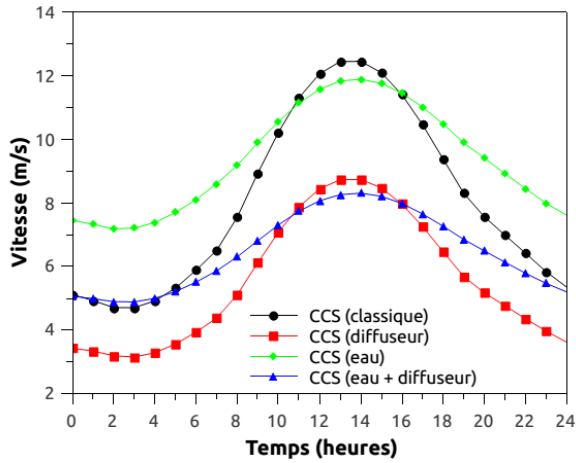


Fig. 6.36 Vitesse à l'entrée de la cheminée, 4m du sol

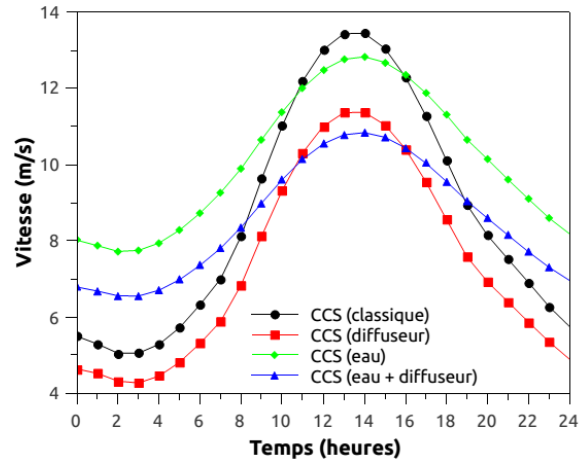


Fig. 6.37 Vitesse à l'entrée de la cheminée, 6m du sol

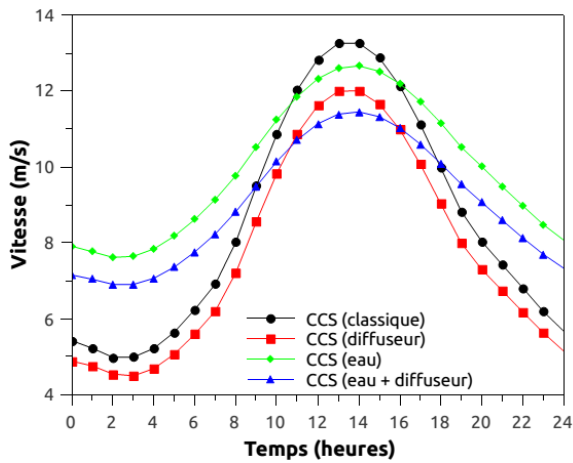


Fig. 6.38 Vitesse à l'entrée de la cheminée, 8m du sol

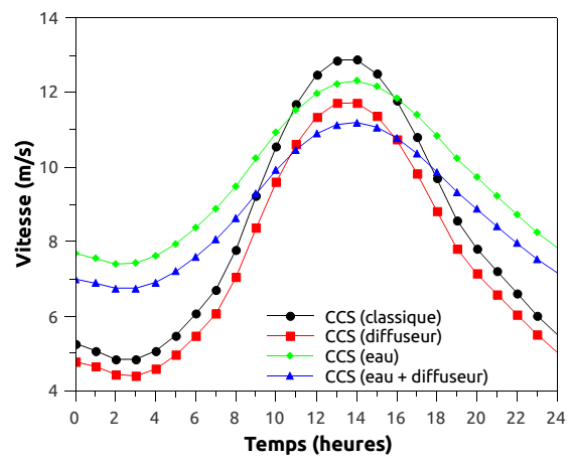


Fig. 6.39 Vitesse à l'entrée de la cheminée, 10m du sol

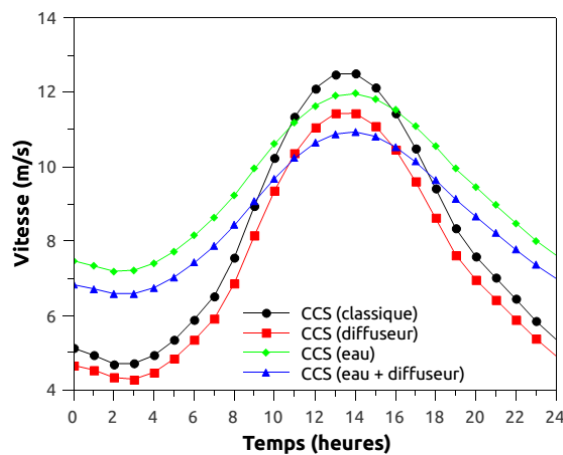


Fig. 6.40 Vitesse à l'entrée de la cheminée, 12m du sol

La figure 6.41 montre l'évolution de l'entropie globale générée par l'écoulement de fluide pour les 4 configurations de centrales considérées. Les valeurs maximales de la génération d'entropie sont obtenues dans le modèle dont la jonction collecteur-cheminée est de forme de

diffuseur à savoir, CSC (eau + diffuseur) et CSC (diffuseur). Le minimum de génération d'entropie est obtenu dans les configurations CSC (classique) et CSC (eau). L'augmentation de l'entropie générée peut être expliquée par le rétrécissement de la section de passage, offerte au fluide en écoulement, provoquée par le diffuseur induisant une augmentation de la zone turbulente avec des zones de recirculation, ce qui provoque la destruction d'une partie importante de l'énergie cinétique. Selon la littérature [19, 25], le diamètre de la cheminée a un effet significatif sur le rendement des centrales solaires à cheminée et la mise en place d'un diffuseur réduit la section de passage à l'entrée de la cheminée.

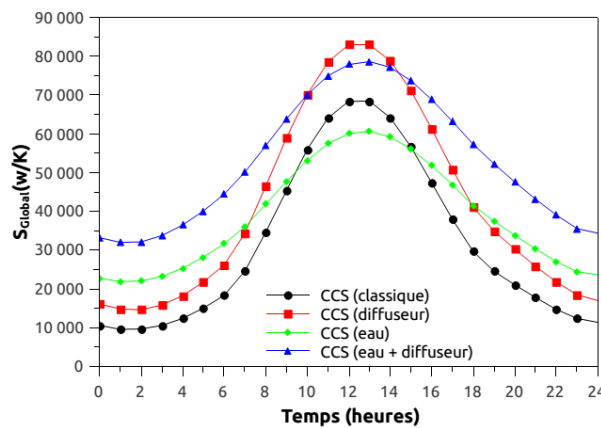


Fig. 6.41 Entropie globale (W/K)

Les figures (6.42 et 6.43) présentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (CCS (Classique) et CCS (Diffuseur)). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée pour les deux configurations présentées. Néanmoins la configuration à diffuseur présente à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense. D'où l'entropie générée est plus importantes dans les installations dotées d'un diffuseur (CCS (diffuseur)) (fig. 6.43). D'un autre côté, la configuration à entropie moindre présente des niveaux de vitesse plus élevé (fig. 6.42). Pour les autres configurations, CCS (Eau) et CCS (Eau + Diffuseur), sont données dans l'annexe.

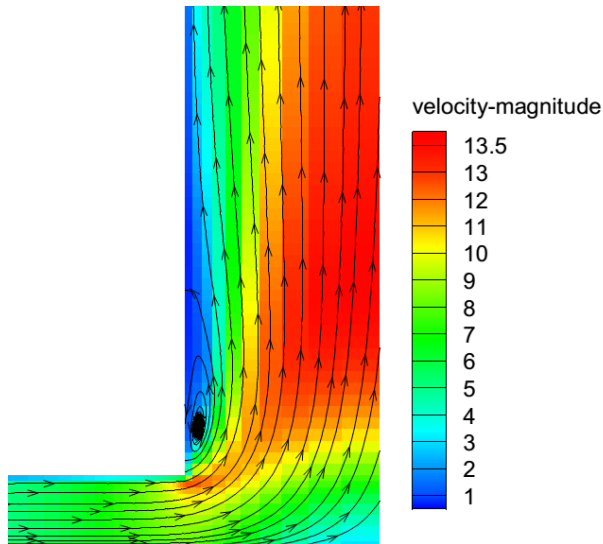


Fig. 6.42 Contours de vitesse et lignes de courant
CCS (Classique) (m/s)

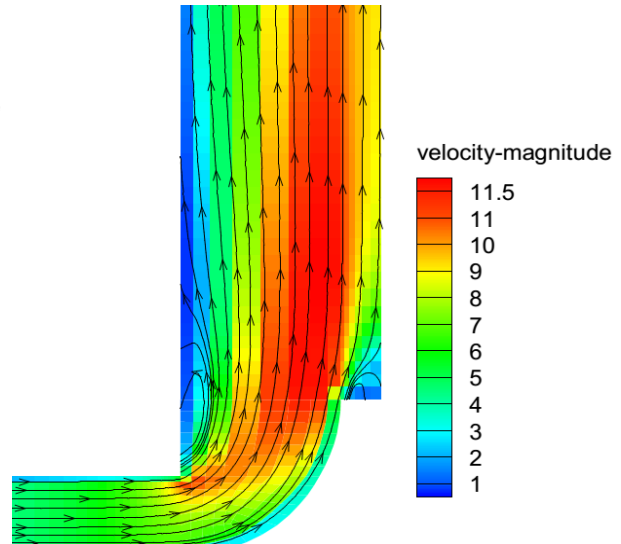


Fig. 6.43 Contours de vitesse et lignes de courant
CCS (diffuseur) (m/s)

Sur la figure 6.44, on a tracé l'évolution du rendement instantané de la centrale solaire à cheminée, calculé selon la relation [112] :

$$\eta_{syst} = \frac{P_{ele}}{I_G A_{coll}} \quad (6-3)$$

avec I_G le rayonnement solaire global et A_{coll} la surface du collecteur.

On constate que le rendement est nettement amélioré dans les CSC équipées d'un stockage thermique supplémentaire sur la base d'une journée. Cependant le rajout d'un conduit en forme d'un diffuseur n'améliore pas le rendement du système. Plus encore la présence du diffuseur réduit le rendement.

La figure 6.45 illustre l'évolution de la production d'énergie électrique moyenne générée par le système de turbogénérateur en fonction du temps. Il est à noter que les puissances maximales sont de l'ordre de 150 kW pour une CSC (classique), 125 kW pour CSC (eau) et moins de 90 kW pour CSC (eau + diffuseur) et CSC (diffuseur). Cependant le dispositif de stockage à eau permet au système de produire au-delà du coucher du soleil ainsi d'assurer une continuité pendant plusieurs heures avec un rendement global supérieur.

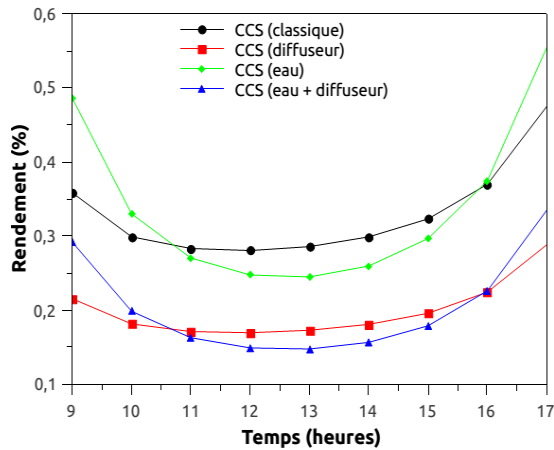


Fig. 6.44 Rendement instantané

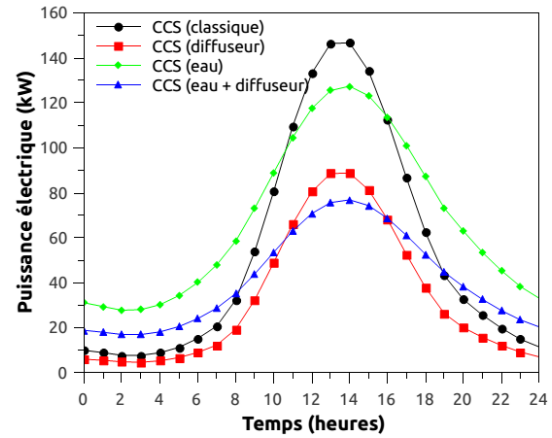


Fig. 6.45 Puissance électrique

6.4.2.3 Conclusion

L'étude des quatre configurations de CSC a permis l'analyse du système de production mis en place. Les résultats obtenus mettent en évidence l'évolution des paramètres étudiés qui sont la vitesse moyenne de l'écoulement, la génération d'entropie et bien sur la production électrique. Cette analyse aboutit à :

- Les vitesses maximales sont obtenues juste au niveau de l'entrée de la cheminée.
- Le dispositif de stockage (sol + eau) permet d'assurer un fonctionnement continu de l'installation avec un meilleur rendement global.
- Le conduit en forme de diffuseur placé au niveau de la jonction collecteur-cheminée, CSC (eau + diffuseur) et CSC (diffuseur), améliore la vitesse de l'écoulement du fluide par rapport aux systèmes sans diffuseur (CSC (eau), CSC (classique)) juste à la sortie du collecteur et à l'entrée de la cheminée.
- Les vitesses d'écoulement de fluide sont particulièrement importantes au niveau des configurations (CSC (eau), CSC (classique)) au-delà d'une certaine hauteur à partir de la base de la cheminée (2 m du niveau du sol).
- La forme du diffuseur, qui sert à canaliser l'écoulement du fluide à la sortie du collecteur, provoque une génération d'entropie importante éliminant ainsi une partie de l'énergie recueillie par le fluide chaud.

6.4.3 Effet de l'inclinaison du collecteur

6.4.3.1 Présentation du modèle physique utilisé

Dans cette partie du travail, nous allons considérer des configurations géométriques dans lesquelles des modifications sont apportées à la couverture du collecteur. Dans la littérature, on opte généralement pour une surface externe horizontale ou une surface inclinée

avec une pente vers la base de la cheminée [33-38]. Dans notre étude, on va opter pour trois configurations géométriques, à savoir une surface horizontale, une surface inclinée vers la base de la cheminée (sortie du collecteur) et une surface inclinée vers l'entrée du collecteur, et ce, pour deux cas de figures (un système équipé uniquement de la partie sol comme système de stockage et un deuxième cas de figure où le système de stockage est composé et de la partie sol et du bac rempli d'eau).

On aboutit à six configurations de centrales solaires à cheminée (CSC) en tant que modèles physiques dans cette étude. Les dimensions géométriques des six prototypes de CSC sont les mêmes que celles précédemment utilisées et elles sont identiques à celle de Manzanares.

- Figure 6. 46 représente le premier modèle de la CSC (**SCPP1**), avec le sol comme système de stockage et une couverture externe du collecteur horizontale.
- Figure 6. 47 correspond au second modèle de la CSC (**SCCP1-A**), avec le sol comme système de stockage et une couverture externe inclinée vers l'entrée du collecteur, de sorte à avoir, à l'entrée du collecteur la distance entre le sol et la couverture est égale à 2 m et à la sortie du collecteur elle est de 4 m.
- Figure 6. 48 montre le modèle de CSC (**SCCP1-B**), avec le sol comme système de stockage et une couverture externe inclinée vers la sortie du collecteur. Ainsi, nous aurons une distance, entre la surface de l'absorbeur et la couverture, de 4 m à l'entrée du collecteur et de 2 m à la sortie du collecteur.
- Dans la CSC (**SCPP2**), donnée dans la figure 6. 49, nous avons un système de stockage composé de la partie sol et de bac rempli d'eau et une couverture externe horizontale.
- Figure 6. 50 représente le modèle de CSC (**SCPP2-A**) dans lequel on utilise le sol et l'eau comme moyen de stockage et une couverture externe du collecteur placée inclinée vers l'entrée de ce dernier, identique au cas de **SCPP1-A**.
- Figure 6. 51 représente le modèle de CSC (**SCPP2-B**) où le sol et l'eau contenue dans un bac de 10 cm de profondeur constituent le système de stockage de l'installation avec une couverture externe du collecteur inclinée vers la sortie de celui-ci, identique au cas de **SCPP1-B**.

La simulation numérique sera effectuée sur une journée qui correspond à un jour type du mois de Septembre.

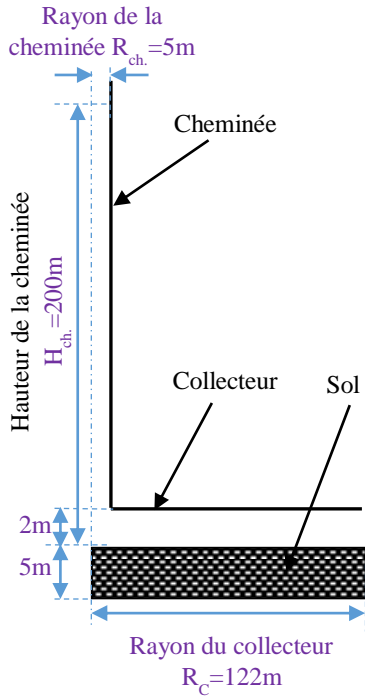


Fig. 6.46 Schéma de la centrale CSC (SCPP1)

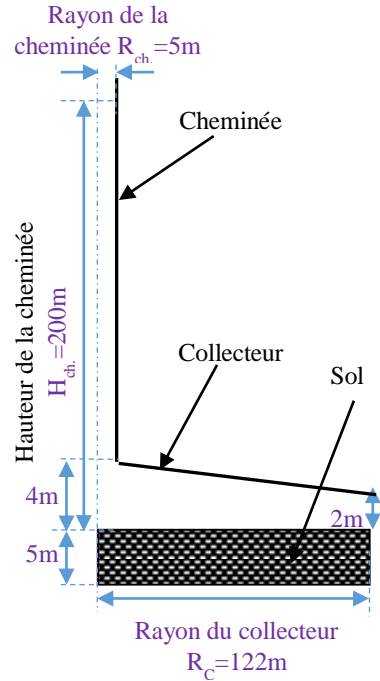


Fig. 6.47 Schéma de la centrale CSC (SCPP1-A)

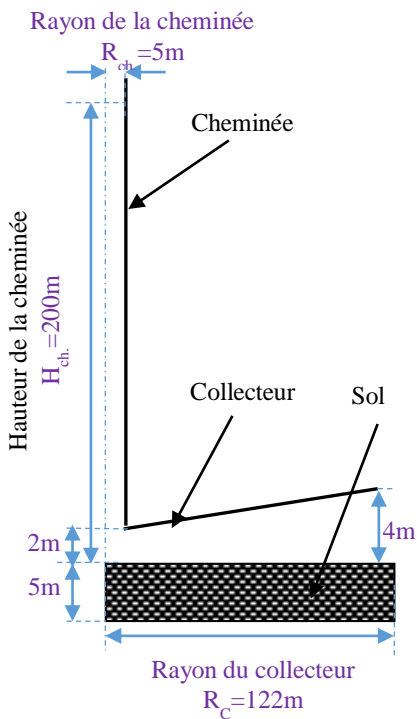


Fig. 6.48 Schéma de la centrale CSC (SCPP1-B)

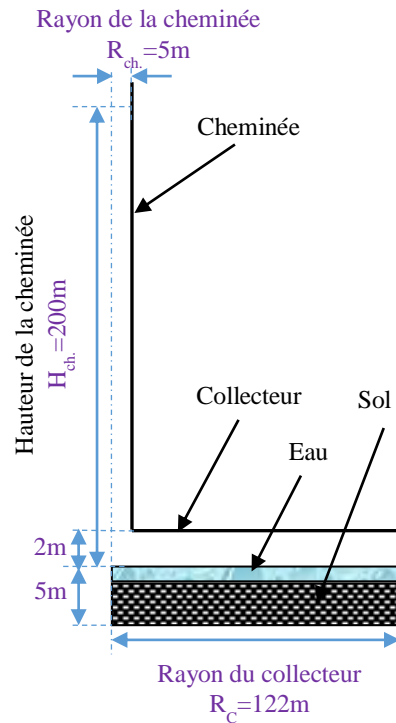


Fig. 6.49 Schéma de la centrale CSC (SCPP2)

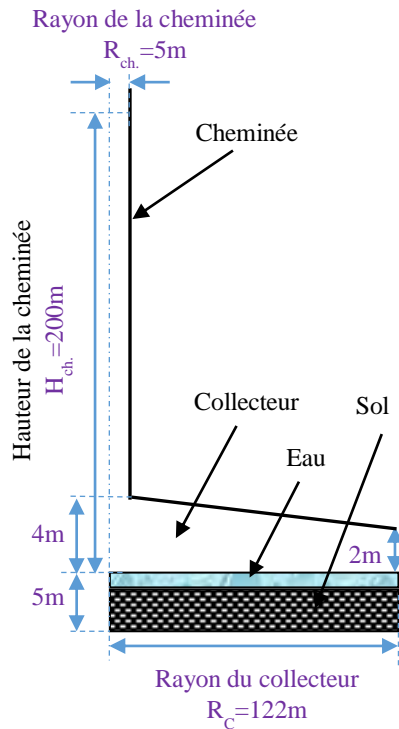


Fig. 6.50 Schéma de la centrale CSC (SCPP2-A)

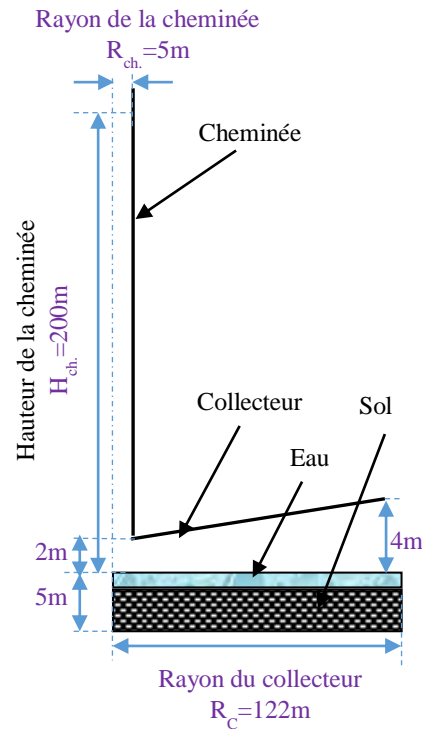


Fig. 6.51 Schéma de la centrale CSC (SCPP2-B)

6.4.3.2 Résultats et interprétation

La figure 6.52 représente la vitesse du fluide dans les configurations ayant uniquement le sol en tant que support de stockage thermique. Nous remarquons que les vitesses dans les trois configurations (SCPP1, SCPP1-A et SCPP1-B) augmentent régulièrement avec l'augmentation du rayonnement solaire. Cependant, dans le modèle SCPP1-B, les valeurs de la vitesse obtenues sont plus importantes, particulièrement en l'absence de rayonnement solaire, par rapport aux deux autres modèles (SCPP1 et SCPP1-A). La forme du collecteur convergent permet ainsi d'améliorer la vitesse d'écoulement du fluide dans la CSC.

En ajoutant un support de stockage thermique (bacs d'eau au-dessus du sol) pour les trois configurations, nous obtenons les configurations SCPP2, SCPP2-A et SCPP2-B présentées précédemment. La forme convergente du collecteur génère aussi des vitesses plus élevées par rapport aux deux autres modèles (SCPP2 et SCPP2-A) (fig.6.53). L'utilisation de l'eau comme moyen de stockage thermique améliore de façon significative la vitesse d'écoulement de l'air particulièrement durant la période à faible rayonnement solaire ou après le coucher de soleil, par rapport aux configurations ayant seulement le sol comme moyen de stockage thermique.

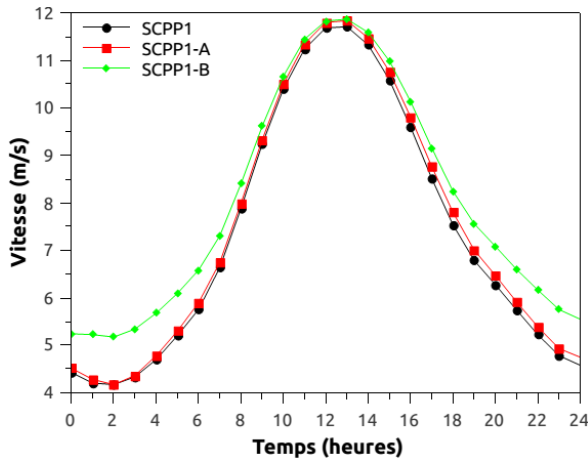


Fig. 6.52 Evolution de la vitesse à l'entrée de la de la cheminée, sol comme moyen de stockage

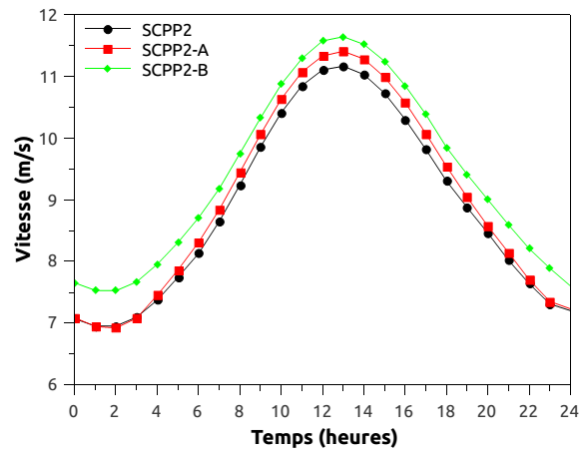


Fig. 6.53 Evolution de la vitesse à l'entrée de la cheminée, sol & eau comme moyen de stockage

Comme attendu, la production d'énergie augmente avec l'augmentation de l'irradiation solaire dans toutes les configurations. Toutefois, le maximum de vitesse est obtenu dans les systèmes ayant seulement le sol comme support de stockage thermique (fig. 6.54), particulièrement durant la période diurne. D'autre part, durant la période nocturne, les systèmes dont le système de stockage est composé du sol et de l'eau (SCPP2, SCPP2-A et SCPP2-B) produisent plus d'énergie (fig.6.55).

Pour une même configuration géométrique, le système équipé d'un support de stockage supplémentaire (eau) produit plus d'énergie électrique. En comparant les configurations dans lesquelles il y a un ajout de bac d'eau, comme moyen de stockage, on constate que, dans celui équipé d'un collecteur convergeant vers la cheminée (SCPP2-B) donne de meilleurs résultats dans la mesure où la production d'énergie est concernée (fig. 6.55). L'utilisation de l'eau, comme moyen supplémentaire de stockage, réduit la différence entre le maximum et le minimum dans la production d'énergie. En retardant l'utilisation d'une partie de l'énergie solaire incidente sur l'absorbeur, le stockage thermique dans l'eau rend le système plus efficace sur une moyenne journalière. Du fait que, l'énergie stockée est restituée pendant la nuit à l'air à l'intérieur du collecteur qui, lui, est à une plus basse température de même ça permet aux systèmes de réduire les pertes de chaleur vers l'environnement extérieur. D'autre part, la forme convergente du collecteur permet à la CSC d'augmenter la puissance électrique produite et bien sûr, elle est améliorée par l'ajout d'un support de stockage thermique comme dans le cas de SCPP2-B.

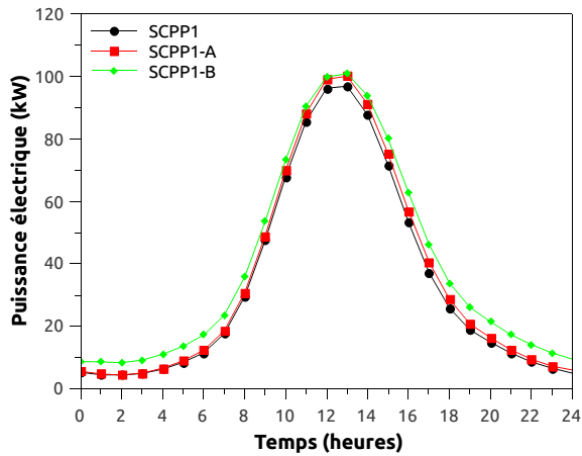


Fig. 6.54 Puissance électrique sol comme moyen de stockage

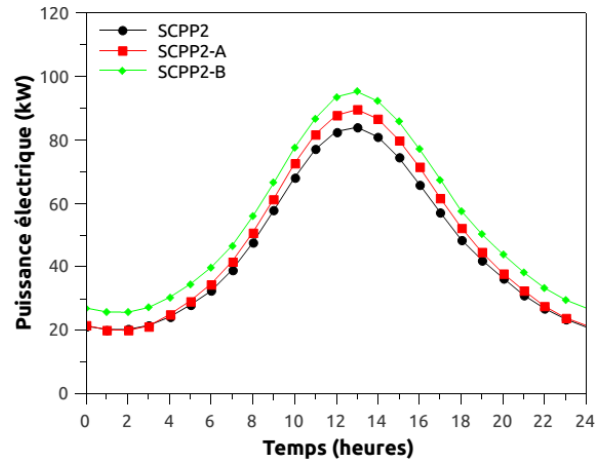


Fig. 6.55 Puissance électrique (kW) sol & eau comme moyen de stockage

L'existence d'un gradient de température entre la surface de l'absorbeur et l'air en mouvement mène le fluide dans un état d'écoulement turbulent qui provoque certaines anomalies qui sont source de génération d'entropie dans le système. Un critère de conception optimale pour les systèmes thermiques est la réduction de cette production d'entropie. En prenant en considération ce paramètre, on constate que, pendant la journée, les configurations sans stockage de chaleur supplémentaire génèrent plus d'entropie localement, mais durant la nuit, les configurations équipées d'un stockage de chaleur supplémentaire génèrent plus d'entropie localement (fig. 6.56 et 6.57), bien que les différences ne soient pas si importantes. La même tendance est constatée lorsqu'on considère la génération d'entropie globale (fig. 6.58 et 6.59). De l'autre côté, les configurations avec une couverture du collecteur horizontale génèrent moins d'entropie et dans les configurations dont la hauteur du collecteur augmente vers la base de la cheminée, la génération d'entropie est plus élevée.

Les résultats montrent que les centrales équipées d'un système de stockage supplémentaire génèrent moins d'entropie que celles équipées avec seulement le sol en tant que système de stockage thermique pour les mêmes configurations géométriques. Les résultats des analyses sur la production d'entropie montrent que le modèle de SCPP2-B est thermodynamiquement le plus commode pour maximiser l'énergie cinétique du fluide en écoulement.

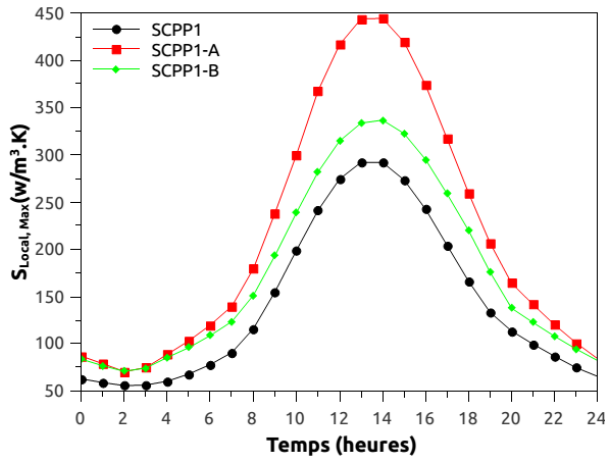


Fig. 6.56 Entropie locale maximale avec sol comme moyen de stockage

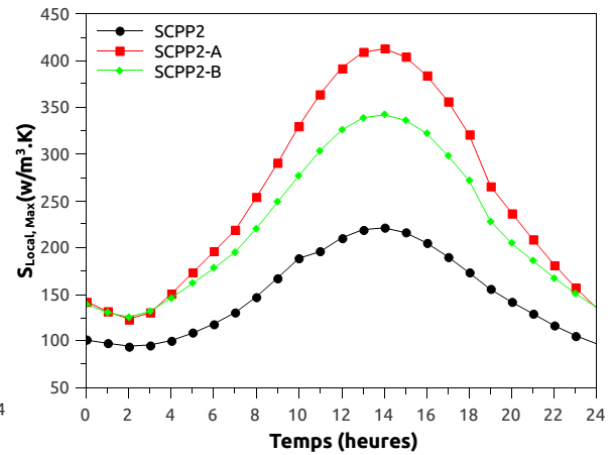


Fig. 6.57 Entropie locale maximale avec sol & eau comme moyen de stockage

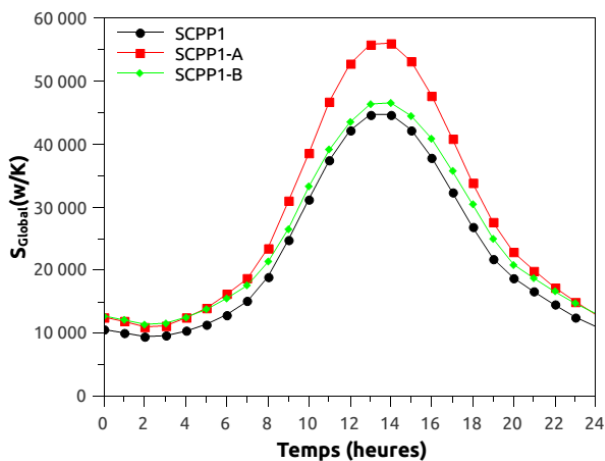


Fig. 6.58 Entropie globale, sol comme moyen de stockage

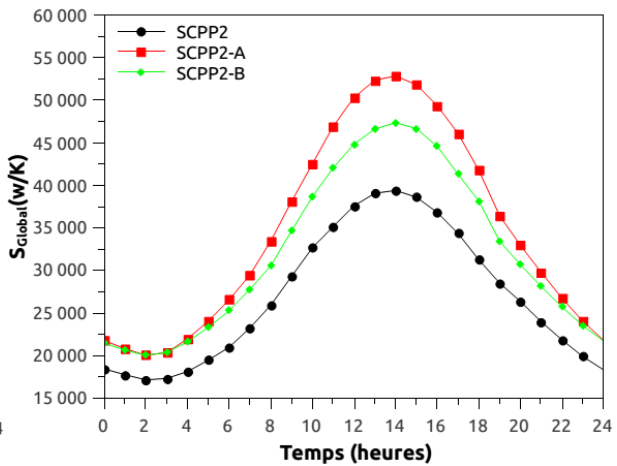


Fig. 6.59 Entropie globale, sol & eau comme moyen de stockage

Les figures (6.60, 6.61 et 6.62) représentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (SCPP2, SCPP2-A et SCPP2-B). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée. La configuration SCPP2-A présente à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense (fig. 6.61).

La détermination de l'entropie globale dans les différentes configurations montre que la configuration à capteur convergent (SCPP2-B) présente des niveaux de vitesse plus élevés confirmé par une entropie relativement basse (fig. 6.59). Pour les autres configurations, SCPP1, SCPP1-A et SCPP1-B, sont données dans l'annexe.

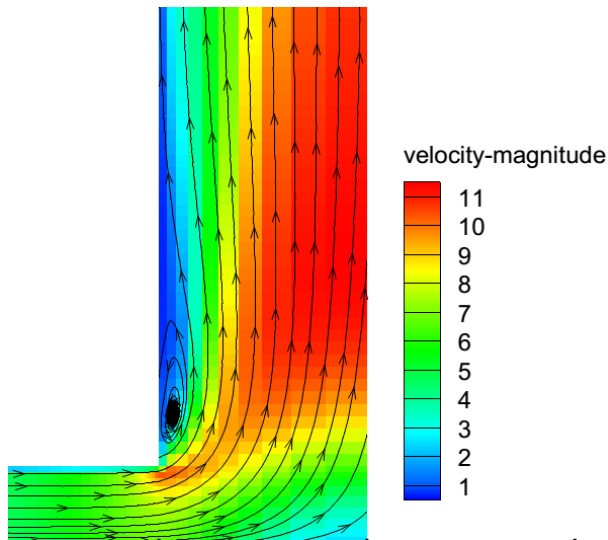


Fig.6.60 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP2 (m/s)

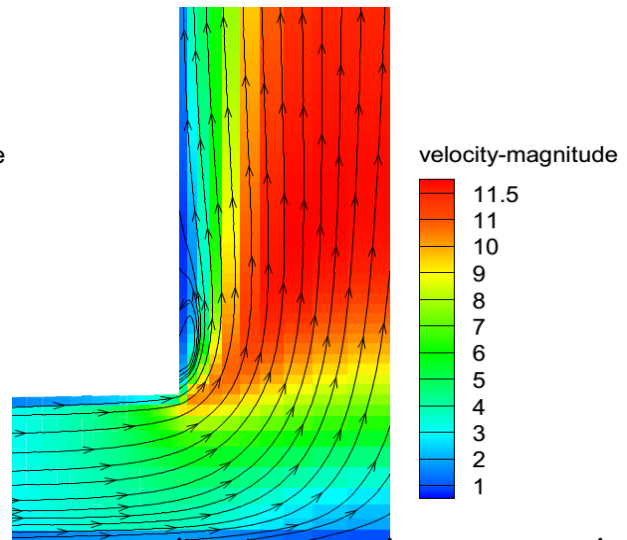


Fig. 6.61 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP2-A (m/s)

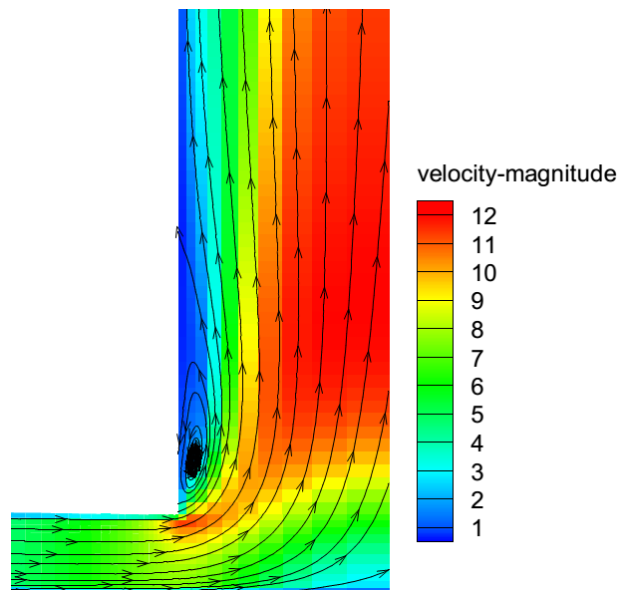


Fig.6.62 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP2-B (m/s)

Les figures 6.63 et 6.64 présentent le rendement instantané de la centrale solaire à cheminée, calculé selon la relation (6-3).

Peu importe que la centrale soit équipée de stockage de chaleur supplémentaire ou non, les configurations avec un collecteur convergeant (SCPP1-B et SCPP2-B) sont les systèmes les plus performants. L'utilisation du stockage de chaleur supplémentaire améliore l'efficacité du système surtout avant le lever et après le coucher de soleil. Sachant que la centrale dotée d'un système de stockage de chaleur supplémentaire produit plus de puissance par rapport à celle sans eau de stockage, pendant les périodes d'absence de rayonnement solaire, globalement les systèmes avec stockage de chaleur supplémentaire sont beaucoup

plus performants. En outre, le système dont la couverture du collecteur est inclinée en direction de l'entrée du collecteur (SCPP2-B) donne un meilleur rendement.

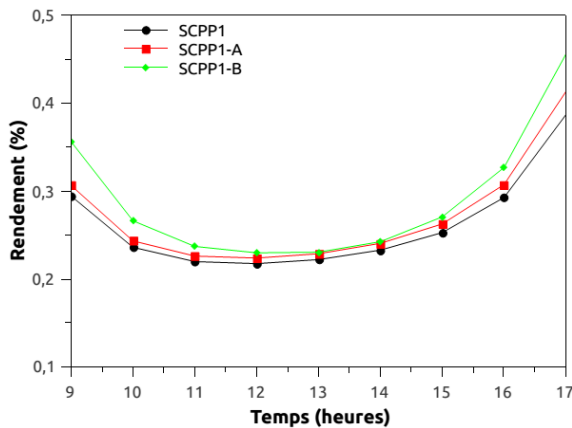


Fig. 6.63 Rendement instantané, sol comme moyen de stockage

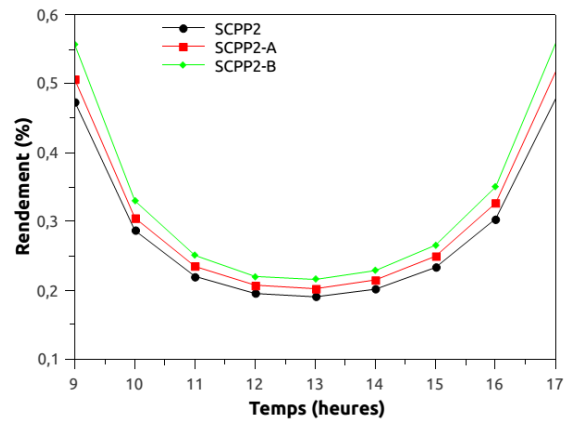


Fig. 6.64 Rendement instantané journalier, sol et eau comme moyen de stockage

6.4.3.3 Conclusion

L'évaluation du dispositif, suivant certains paramètres tels que la vitesse d'écoulement, la puissance développée par le système et la génération de l'entropie, a montré que la configuration à écoulement convergeant vers le centre du collecteur offre les meilleures performances ; ce qui est confirmé par le rendement obtenu. Le recours au stockage thermique supplémentaire permet une meilleure utilisation de l'énergie captée en étendant sa transmission à l'air en écoulement et ainsi à améliorer la puissance produite après le coucher et avant le lever de soleil dans la plupart des configurations et principalement dans la configuration dotée d'un collecteur convergeant. Les résultats pour les six modèles proposés dans cette étude montrent que :

- Les centrales peuvent fonctionner en continu pendant toute la journée.
- La vitesse maximale de l'écoulement est obtenue au niveau de l'installation ayant seulement le sol comme dispositif de stockage thermique (SCPP1, SCPP1-A et SCPP1-B). Cependant, en l'absence du rayonnement, la valeur de la vitesse la plus élevée est développée dans les configurations pourvues d'un support de stockage thermique supplémentaire (SCPP2, SCPP2-A and SCPP2-B).
- La puissance électrique produite au cours de la journée est plus importante dans SPP1, SPP1-A et SCPP1-B.
- La puissance électrique produite pendant la nuit est par contre plus importante dans les installations dotées de support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2, SCPP2-A et SCPP2-B).

- La génération d'entropie est plus grande dans les modèles ayant seulement le sol comme moyen de stockage (SCPP1, SCPP1-A et SCPP1-B).
- La production d'entropie est réduite dans les modèles où le collecteur a une forme convergente (SCPP1-B et SCPP2-B).

L'analyse des résultats indique que la centrale dotée d'un collecteur convergent et un support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2-B) est le système le plus performant en tenant compte de différents paramètres d'évaluation et surtout la continuité dans le fonctionnement du système et son efficacité pendant toute la journée.

Comparativement aux mesures obtenues sur le prototype de Manzanares, on remarque une différence dans l'ordre de grandeurs de la puissance délivrée. Cela revient au caractère idéal supposé dans notre simulation, des paramètres thermo-physiques du fluide et du fait que le gisement solaire disponible sur le site d'Adrar est d'autant plus important que celui de Manzanares.

6.4.4 Effet de la section de passage au niveau de l'entrée de la cheminée

6.4.4.1 Présentation du modèle physique utilisé

Dans cette partie du travail, nous allons simuler l'écoulement turbulent d'un fluide sous l'effet de la convection naturelle dans une centrale solaire à cheminée. L'objectif de l'étude est de déterminer l'influence de la géométrie adoptée pour la cheminée sur la performance de la centrale. La zone concernée par la modification géométrique dans la configuration est l'entrée de la cheminée. Dans la littérature, on opte généralement pour un diamètre constant ou une forme conique pour la cheminée [113]. Dans notre cas, nous avons opté pour les trois configurations, à savoir un diamètre constant de la tour, une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée (à 6m du niveau du sol) et enfin une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée avec 10% de réduction du diamètre de la tour, et ce, pour deux cas de figures. Dans le premier cas, nous prenons le sol de l'absorbeur, comme moyen de stockage thermique. Cependant, dans le second cas, le système de stockage thermique est constitué du sol et d'un bac rempli d'eau, couvrant toute la surface de l'absorbeur du collecteur, le bac étant lui-même recouvert d'un film transparent afin d'éviter le phénomène d'évaporation.

Six configurations de centrales solaires à cheminée (CSC) sont donc utilisées en tant que modèles physiques dans cette étude. Les dimensions géométriques des six prototypes de CSC sont les mêmes que celles étudiées dans les configurations précédentes et elles correspondent à celles données dans le tableau 6.1.

- La figure 6.65 représente le premier modèle physique de la CSC (**SCPP1**) avec sol comme système de stockage et un diamètre de la tour constant.
- La figure 6.66 correspond au second modèle de la CSC (**SCPP1-C**), avec le sol comme système de stockage thermique et une section de passage du fluide rétrécie à l'entrée de la cheminée (à 6m au-dessus du niveau du sol).

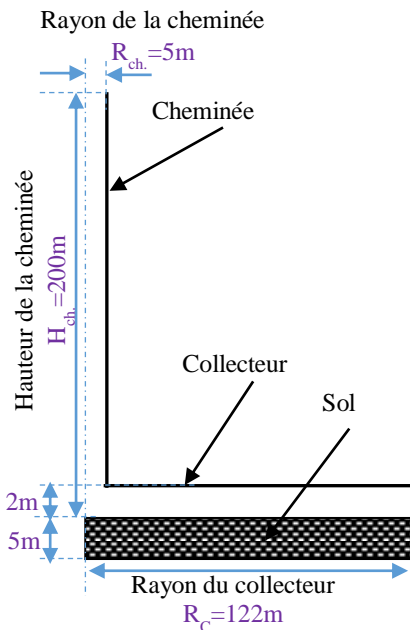


Fig. 6.65 Schéma de la centrale CSC (SCPP1)

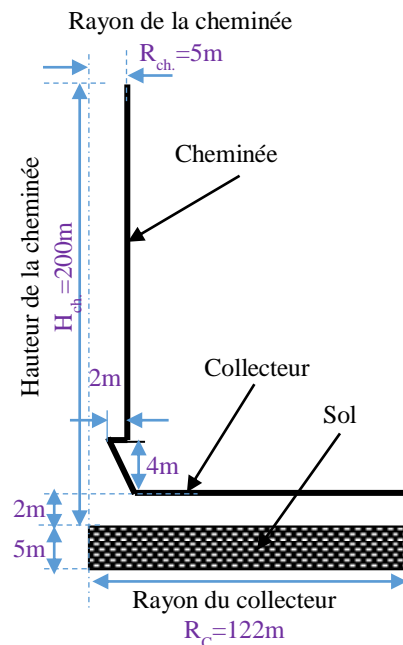


Fig. 6.66 Schéma de la centrale CSC (SCPP1-C)

- La figure 6.67 montre le modèle de CSC (**SCPP1-D**), avec le sol comme système de stockage thermique et une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée avec une réduction de 10% du diamètre de la tour.
- Dans la CSC (**SCPP2**), (Fig. 6.68), nous avons un système de stockage composé du sol et de bac rempli d'eau et un diamètre constant de la tour.
- La figure 6.69 présente le modèle de CSC (**SCPP2-C**) dans lequel on utilise le sol et l'eau comme moyen de stockage thermique et une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée (à 6m au-dessus du niveau du sol), comme dans le cas de **SCPP1-C**.
- Figure 6.70 représente le modèle de CSC (**SCPP2-D**) où le sol et l'eau contenu dans un bac de 10 cm de profondeur constituent le système de stockage de l'installation et une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée avec une réduction de 10% du diamètre de la tour, comme dans le cas de **SCPP1-D**.

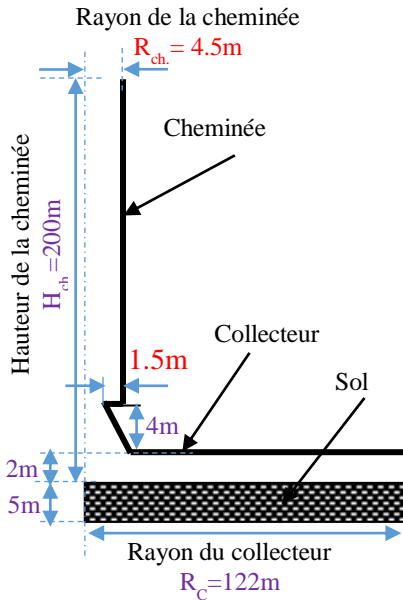


Fig. 6.67 Schéma de la centrale CSC (SCPP1-D)

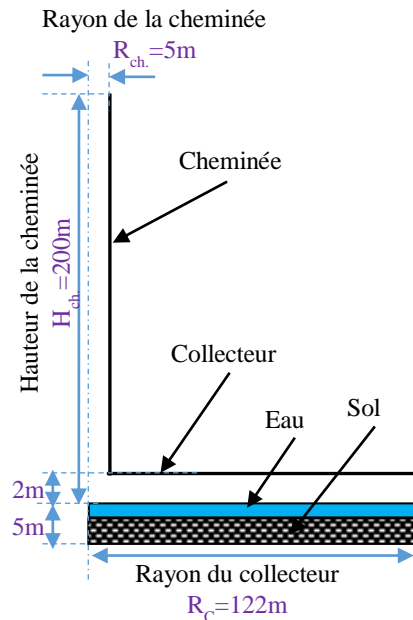


Fig. 6.68 Schéma de la centrale CSC (SCPP2)

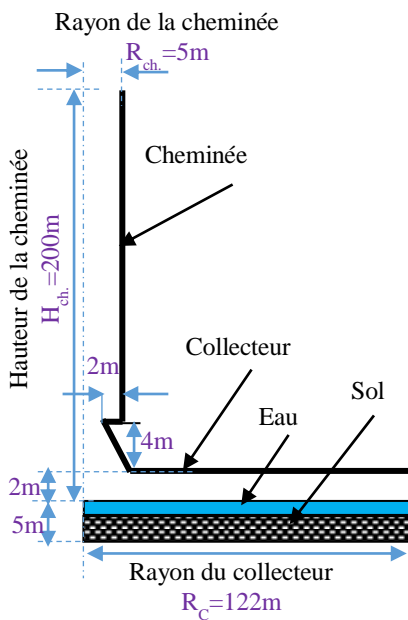


Fig. 6.69 Schéma de la centrale CSC (SCPP2-C)

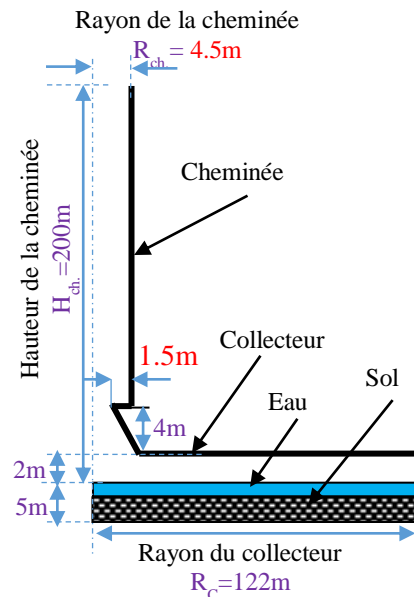


Fig. 6.70 Schéma de la centrale CSC (SCPP2-D)

La simulation numérique sera effectuée sur toute une journée qui correspond à un jour type du mois de Juillet.

6.4.4.2 Résultats et interprétations

Avec seulement le sol comme support de stockage thermique, nous obtenons les configurations SCPP1, SCPP1-C et SCPP1-D. La section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée (à 6m au-dessus du niveau du sol) permet à l'installation de générer des vitesses

plus élevées par rapport au modèle (SCPP1) et elle est davantage plus importante dans le cas de SCPP1-D (fig.6.71).

La figure 6.72 présente le profil de vitesse des modèles utilisant le sol et l'eau comme support de stockage thermique. Nous remarquons que les vitesses dans les trois modèles (SCPP2, SCPP2-C et SCPP2-D) augmentent régulièrement avec l'augmentation du rayonnement solaire. Cependant, les modèles SCPP2-C et SCPP2-D génèrent de plus grandes vitesses, en particulier au milieu de la journée lorsque le rayonnement solaire est à son apogée, par rapport au modèle (SCPP2). Le rétrécissement de la section d'entrée de la cheminée (à 6m au-dessus du niveau du sol) améliore la vitesse d'écoulement du fluide. Cette dernière est assez significative dans le cas de SCPP2-D, qui est en plus doté d'une section de passage rétrécie à l'entrée de la cheminée, une réduction de 10% du diamètre de la tour.

Cependant, l'utilisation d'un support de stockage supplémentaire augment de façon significative la vitesse principalement pendant la période de faible rayonnement ou après le coucher de soleil par rapport aux configurations sans stockage d'eau.

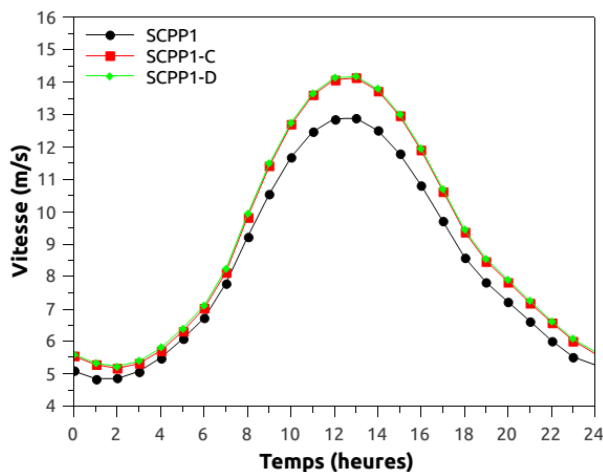


Fig. 6.71 Evolution de la vitesse à l'entrée de la cheminée, sol comme moyen de stockage

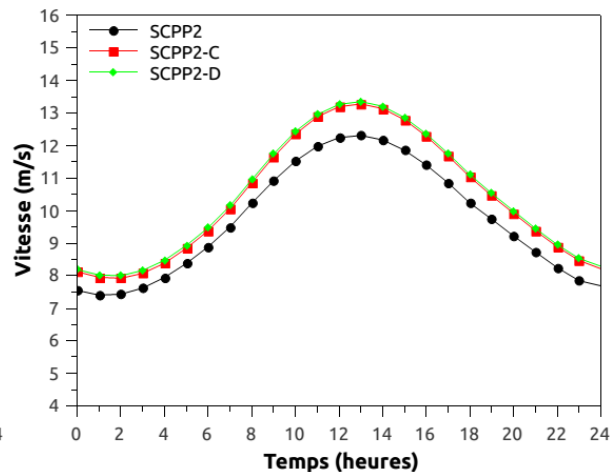


Fig. 6.72 Evolution de la vitesse à l'entrée de la cheminée, sol et eau comme moyen de stockage

Cependant, l'augmentation de la production d'énergie va avec l'augmentation de l'irradiation solaire dans toutes les configurations. Toutefois, durant la période diurne, le maximum de puissance est obtenu dans les systèmes ayant seulement le sol comme support de stockage (fig.6.73). D'autre part, pendant la période nocturne, les systèmes dotés d'un stockage thermique supplémentaire (SCPP2, SCPP2-C et SCPP2-D) produisent plus d'énergie (fig.6.74). Pour une même configuration géométrique, l'installation équipée d'un stockage de chaleur supplémentaire produit, sur une base d'une journée, plus d'énergie électrique.

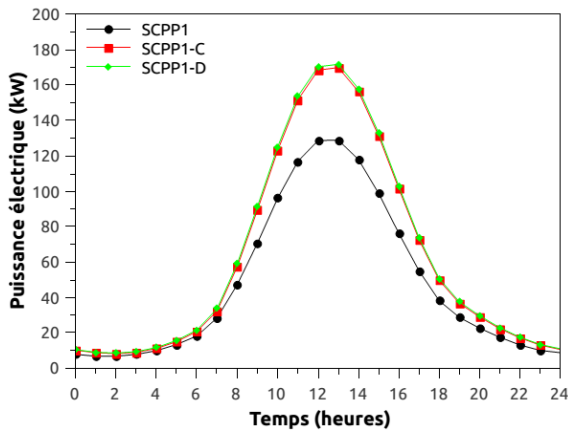


Fig. 6.73 Puissance électrique, sol comme moyen de stockage

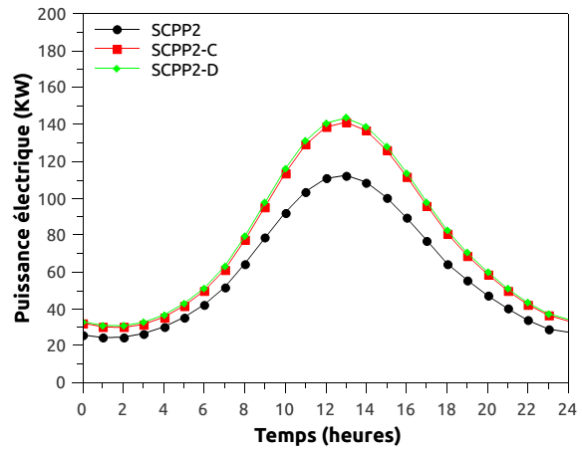


Fig. 6.74 Puissance électrique, sol et eau, comme moyen de stockage

Un critère de conception optimale pour les systèmes thermiques est la réduction de leur production d'entropie. Compte tenu de ce paramètre, il semble que, pendant la nuit, les configurations équipées d'un stockage de chaleur supplémentaire génèrent plus d'entropie locale, mais durant la période diurne ce sont les configurations sans stockage de chaleur supplémentaire qui génèrent plus d'entropie locale (fig. 6.75 et 6.76) avec une différence significative.

Cependant, en considérant l'entropie globale (fig. 6.77 et 6.78). Celle-ci est du même ordre de grandeur dans SCPP1 et SCPP1-C et elle est inférieure à celle générée dans le cas de SCPP1-D. Dans les modèles dotés d'un support de stockage thermique supplémentaire, la génération d'entropie globale est plus petite dans le cas de SCPP2 et SCPP2-C par rapport au cas de SCPP2-D.

Cependant, si on compare les deux configurations SCPP2 et SCPP2-C, la génération d'entropie globale est légèrement plus faible dans le modèle représenté par SCPP2-C.

D'un autre côté, les configurations qui représentent un diamètre constant de la tour et celles dont la section de passage est rétrécie au niveau de l'entrée de la cheminée produisent moins d'entropie. Par contre, les installations, dont la section de passage est rétrécie à l'entrée de la cheminée avec une réduction de 10% du diamètre de la tour, la production d'entropie est assez importante.

Les contours de vitesse et les lignes de courant sont donnés dans l'annexe.

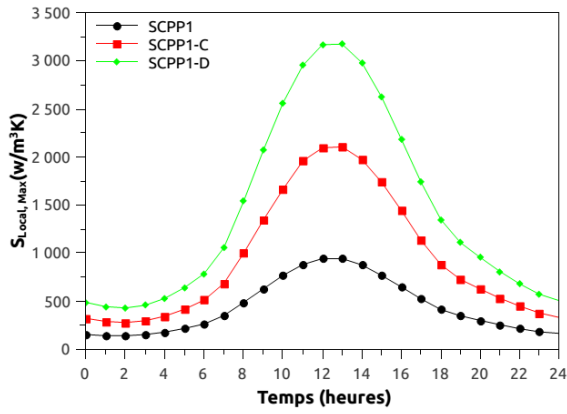


Fig. 6.75 Entropie locale maximale, sol comme moyen de stockage

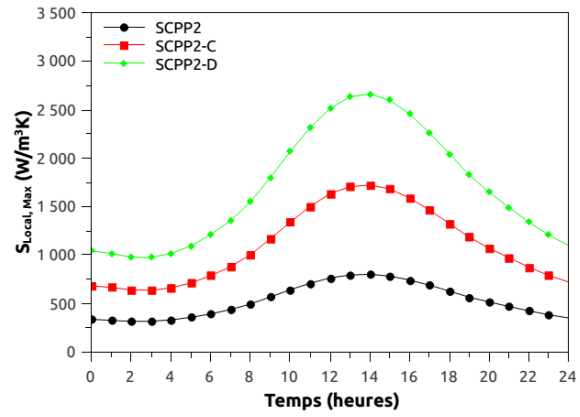


Fig. 6.76 Entropie locale maximale, sol et eau comme moyen de stockage

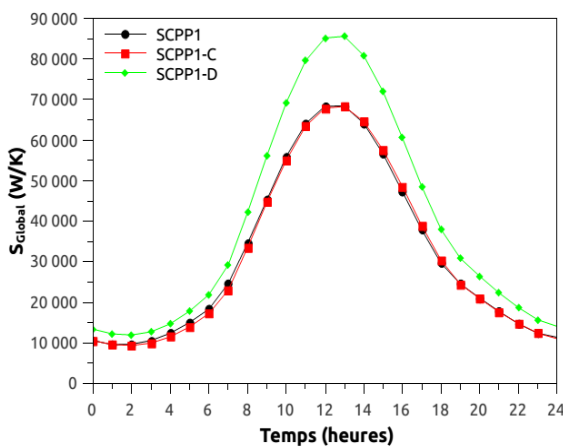


Fig. 6.77 Entropie globale, sol comme moyen de stockage

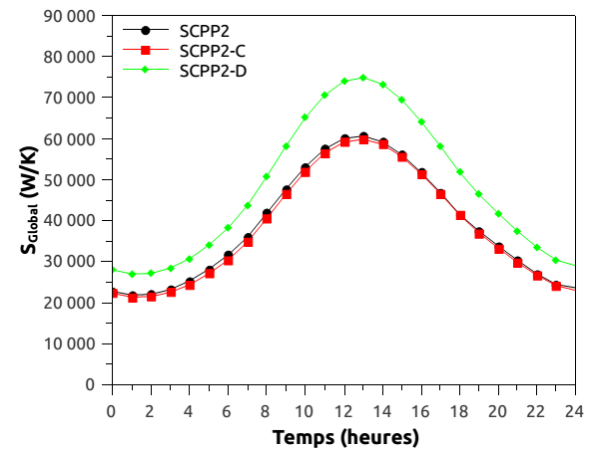


Fig. 6.78 Entropie globale, sol et eau comme moyen de stockage

Les résultats montrent que les installations dont le système de stockage thermique est composé du sol et des bacs remplis d'eau génèrent moins d'entropie que celles ayant seulement le sol en tant que système de stockage et ce, pour les mêmes configurations géométriques considérées. Les résultats des analyses sur la production d'entropie montrent que le modèle de SCPP2-C est thermodynamiquement le plus commode pour maximiser l'énergie cinétique du fluide en écoulement.

Les figures 6.79 et 6.80 présentent le rendement instantané de la centrale solaire à cheminée en se rappelant que, d'un point de vue thermodynamique, le modèle SCPP2-C représente le choix approprié. Mais sur le plan économique, le modèle SCPP2-D, présente une option à considérer en ce qui concerne la production d'énergie électrique qui est légèrement supérieure par rapport à celles produites dans les autres modèles. Du fait que, réduire le diamètre de la cheminée et par conséquent celle des aubes de la turbine permettrait d'abaisser le coût élevé de l'installation que tout investisseur appréhende.

Que la centrale solaire à cheminée soit équipée d'un stockage de chaleur supplémentaire ou non, celle dont la section d'écoulement est rétrécie à l'entrée de la cheminée avec une réduction de 10% du diamètre de la tour semblent être l'installation la plus performante. L'utilisation du stockage de chaleur supplémentaire améliore la performance du système surtout avant le lever et après le coucher de soleil. Pendant la période diurne le rendement est nettement meilleur au niveau des installations dont le système de stockage est composé uniquement de la partie sol

En outre, le système ayant une section transversale d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée, avec une réduction de 10% du diamètre de la tour (SCPP2-D) donne les meilleures performances.

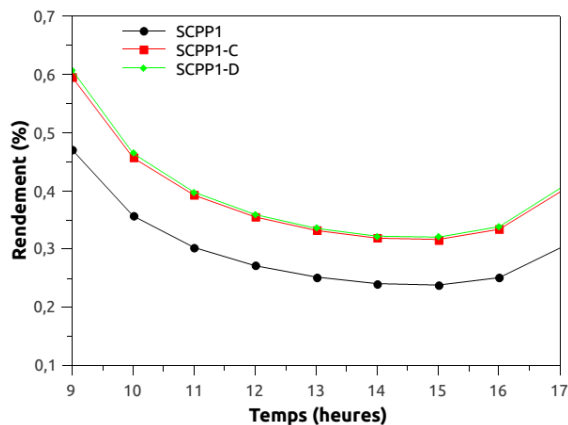


Fig. 6.79 Rendement instantané journalier, sol comme moyen de stockage

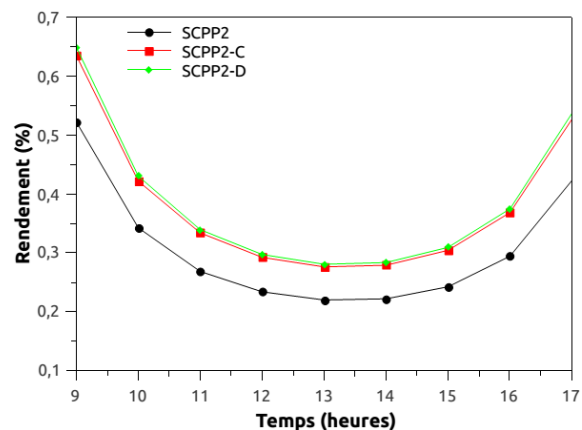


Fig. 6.80 Rendement instantané journalier, sol et eau comme moyen de stockage

6.4.4.3 Conclusion

L'évaluation par le biais de certains paramètres tels que la vitesse d'écoulement, la puissance développée par le système et l'entropie générée a montré que la configuration avec une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée et une réduction de 10% du diamètre de la tour donne une meilleure performance et cela est confirmé par le rendement. Le stockage de chaleur supplémentaire permet une meilleure utilisation de l'énergie captée en étendant sa transmission à l'air en écoulement et ainsi à améliorer la puissance produite après le coucher et avant le lever de soleil dans la plupart des configurations et principalement dans la configuration dotée d'une section transversale d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée avec une réduction de 10% du diamètre de la tour. Les résultats pour les six modèles proposés dans cette étude montrent que :

- Les centrales peuvent fonctionner en continu pendant toute la journée.

- La vitesse maximale de l'écoulement est obtenue au niveau de la CSC ayant seulement le sol comme moyen de stockage thermique (SCPP1, SCPP1-C et SCPP1-D). Cependant, après le coucher de soleil, la valeur de la vitesse la plus élevée est développée dans les configurations dotées d'un support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2, SCPP2-C et SCPP2-D).
- La puissance électrique générée pendant la journée est plus importante dans SCPP1, SCPP1-C et SCPP1-D.
- La puissance électrique produite pendant la nuit est encore plus importante dans les installations équipées d'un stockage de chaleur supplémentaire (SPP2, SPP2-C et SCPP2-D).
- La génération d'entropie est plus grande dans les modèles ayant seulement le sol comme système de stockage (SCPP1, SCPP1-C et SCPP1-D).
- La génération d'entropie est réduite dans les quatre modèles (SCPP1, SCPP1-C, SCPP2 et SCPP2-C).

L'analyse des résultats indique que le modèle de centrale doté d'une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée et une réduction de 10% du diamètre de la tour et d'un support de stockage de chaleur supplémentaire sont les systèmes les plus performants en considérant différents paramètres d'évaluation à savoir la continuité dans le fonctionnement, son efficacité pendant toute la journée et surtout l'aspect économique dans la réalisation de ce type d'installation.

6.4.5 Choix d'une configuration, de CSC, appropriée

6.4.5.1 Présentation du modèle physique

Dans cette partie du travail, nous allons simuler l'écoulement d'un fluide turbulent sous l'effet de la convection naturelle dans le modèle de centrale solaire à cheminée à savoir, le modèle SCPP3 (fig. 6.81), qui est doté d'un système de stockage composé du sol uniquement, et le modèle SCPP4 dont le système de stockage est composé du sol et un bac rempli d'eau de 10 cm de profondeur (fig. 6.82). Dans les deux modèles (SCPP3 et SCPP4) on regroupe toutes les modifications géométriques étudiées précédemment et avec lesquelles on a pu améliorer le rendement du système (la forme convergente du collecteur, le rétrécissement de la section de passage au niveau de l'entrée de la cheminée avec 10% de réduction du diamètre de la tour). Les dimensions de la cheminée sont identiques à celles données dans le tableau 6.1. L'objectif de l'étude est de déterminer l'influence de la combinaison de toutes les géométries considérées, sur un seul modèle de la centrale solaire à cheminée, sur la

performance de cette dernière. La simulation numérique sera effectuée sur toute une journée qui correspond à un jour type du mois de Juillet. Les résultats seront confrontés à ceux obtenus aux niveaux des modèles SCPP1 et SCPP2.

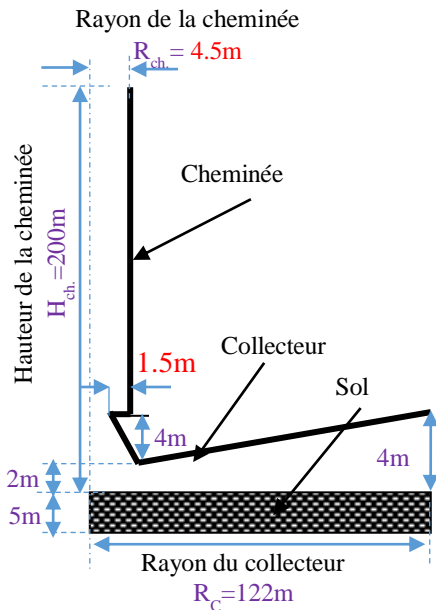


Fig. 6.81 Schéma de la centrale CSC (SCPP3)

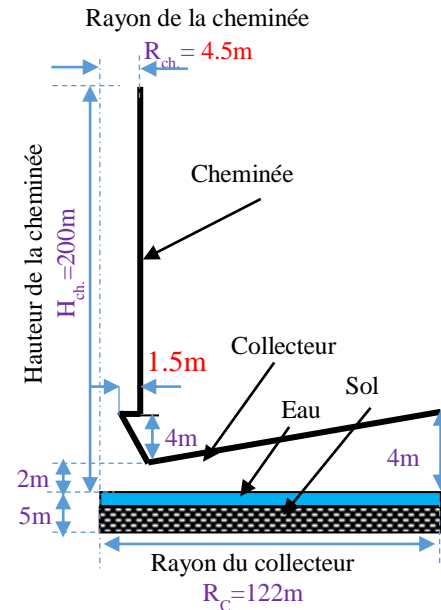


Fig. 6.82 Schéma de la centrale CSC (SCPP4)

6.4.5.2 Résultats et interprétation

Sur la figure 6.83, on a tracé l'évolution de la vitesse du fluide au niveau de l'entrée de la cheminée où cette dernière est proportionnelle au taux du rayonnement solaire. Dans le cas où le système de stockage est constitué uniquement du sol (SCPP1 et SCPP3), on constate que les vitesses maximales sont enregistrées au niveau du modèle SCPP3. Par conséquent, nous obtiendrons une production d'électricité plus importante (fig. 6.84). Cependant, dans le deuxième cas (un système de stockage thermique composé du sol et un bac d'eau), les vitesses maximales et la production maximale d'électricité sont obtenues au niveau du modèle SCPP4.

Néanmoins, l'utilisation supplémentaire de l'eau comme moyen de stockage améliore de façon significative la vitesse, principalement au cours de la période de faible rayonnement solaire ou après le coucher de soleil, par rapport aux configurations sans eau de stockage et plus de production d'énergie électrique, en considérant une journée.

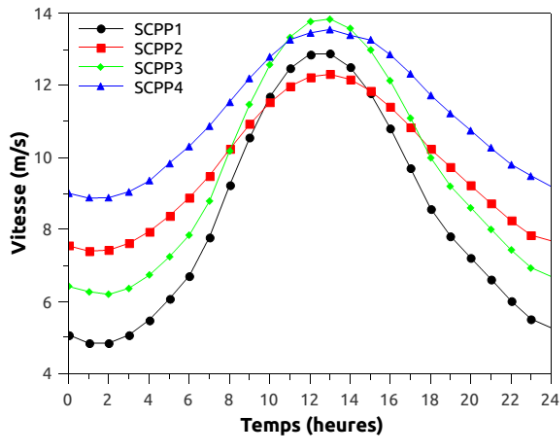


Fig. 6.83 Vitesse à l'entrée de la cheminée

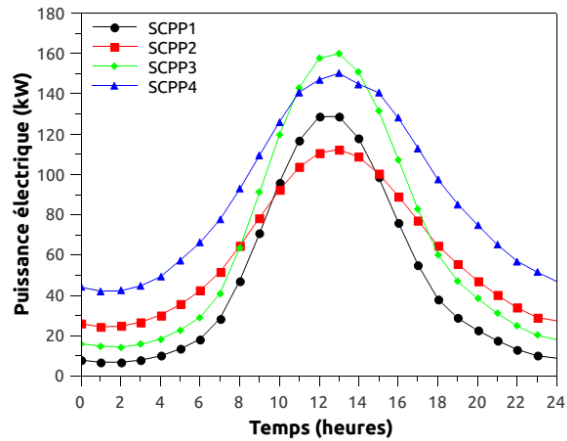


Fig. 6.84 Puissance électrique (kW)

Les résultats montrent que les installations dont le système de stockage thermique est composé du sol et de bacs remplis d'eau génèrent moins d'entropie que celles ayant seulement le sol en tant que système de stockage et ce, pour les mêmes configurations géométriques considérées (fig. 6.85). Les résultats des analyses sur la production d'entropie montrent que le modèle de SCPP4 est thermodynamiquement le plus commode pour maximiser l'énergie cinétique du fluide en écoulement. Les contours de vitesse et les lignes de courant sont donnés dans l'annexe.

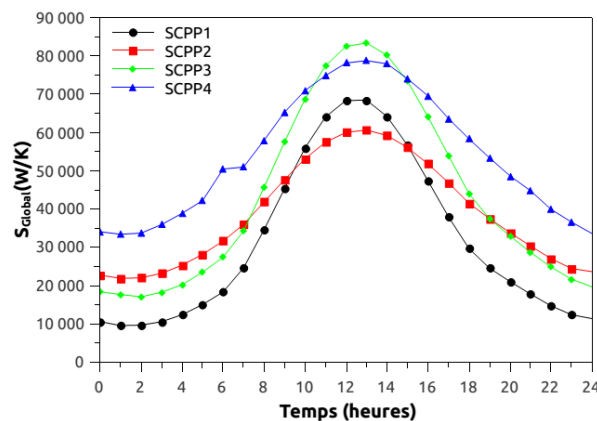


Fig. 6.85 Entropie globale (W/k)

La figure 6.86 présente le rendement instantané de la centrale solaire à cheminée, calculé selon la relation (6-3). Peu importe que la centrale soit équipée de stockage de chaleur supplémentaire ou non, les configurations SCPP3 et SCPP4 sont les systèmes les plus performants. L'utilisation du stockage de chaleur supplémentaire améliore l'efficacité du système surtout avant le lever et le coucher de soleil. Sachant que la centrale dotée d'un système de stockage de chaleur supplémentaire produit plus de puissance par rapport à celle

sans eau de stockage, pendant les périodes de panne solaire, globalement les systèmes avec stockage de chaleur supplémentaire sont beaucoup plus efficaces.

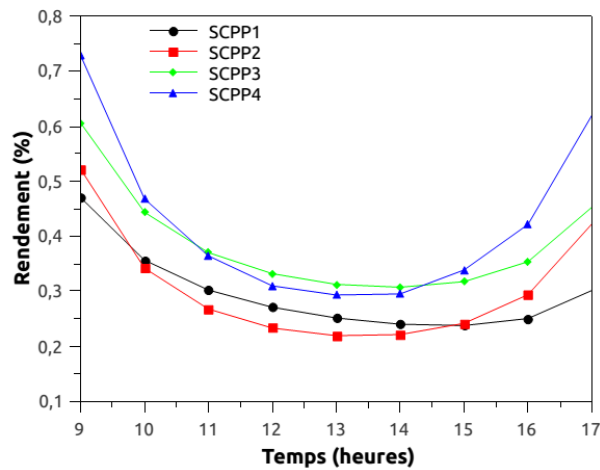


Fig. 6.86 Rendement instantané journalier (%)

6.4.5.3 Conclusion

L'évaluation du dispositif suivant certains paramètres tels que la vitesse d'écoulement, la puissance développée par le système et la génération d'entropie a montré que la configuration à écoulement convergeant vers le centre du collecteur offre les meilleures performances, ce qui est confirmé par le rendement obtenu. Le recours au stockage thermique supplémentaire permet une meilleure utilisation de l'énergie captée en étendant sa transmission à l'air en écoulement et ainsi à améliorer la puissance produite après le coucher et avant le lever du soleil dans la plupart des configurations et principalement dans la configuration dotée d'un collecteur convergeant.

Les résultats pour les quatre modèles proposés dans cette étude montrent que :

- Les centrales peuvent fonctionner en continu pendant toute la journée.
- La vitesse maximale de l'écoulement est obtenue au niveau de l'installation, ayant uniquement le sol comme système de stockage (SCPP1 et SCPP3). Cependant, après le coucher de soleil, les valeurs de la vitesse les plus élevées sont générées dans les configurations équipées d'un support de stockage thermique supplémentaire (SCPP2, SCPP4).
- La puissance électrique produite au cours de la journée est plus importante dans SCPP1 et SCPP3.

- La puissance électrique produite pendant la nuit est encore plus importante dans les installations dotées de support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2 et SCPP4).
- La génération d'entropie est plus grande dans les modèles ayant seulement le sol comme moyen de stockage (SCPP1 et SCPP3).
- La production d'entropie est réduite dans les modèles dotés de support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2 et SCPP3). Néanmoins, cette dernière, est d'autant plus petite dans le modèle SCPP4.

L'analyse des résultats indique que la centrale dotée d'un collecteur convergent, un support de stockage de chaleur supplémentaire et un rétrécissement de la section de passage au niveau de l'entrée de la cheminée avec 10% de réduction du diamètre de la tour (SCPP4) constitue le système le plus performant en tenant compte de différents paramètres d'évaluation et surtout la continuité dans le fonctionnement du système et son efficacité pendant toute la journée.

A decorative horizontal border with a scroll-like appearance on the left and right sides, containing the text.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les centrales solaires à cheminée (CSC) peuvent être une solution appropriée pour atténuer les problèmes liés à la pollution et les dépôts locaux causés par les déchets des combustibles fossiles. Ces derniers sont parfois limités ou inexistantes dans certaines régions du monde. La CSC est capable de stocker de l'énergie délivrée par les rayons de soleil pendant la journée afin de la restituer au fluide caloporteur pendant la nuit ce qu'il lui donne un avantage particulier par rapport aux autres systèmes, fonctionnant à énergies renouvelables.

Ainsi, le travail entrepris dans notre étude est consacré à l'étude numérique des écoulements des fluides turbulents sous l'effet de la convection naturelle dans les centrales solaires à cheminée. La simulation numérique du fluide a été réalisée à l'aide d'un code Open source (Code SATURNE en couplage avec le Code SYRTHES), développé par Electricité De France (EDF). L'objectif de l'étude est l'évaluation du potentiel du gisement solaire disponible au sud Algérien en estimant la puissance électrique que pourra générer une telle installation implantée dans une telle région et qui fonctionnera selon les conditions météorologiques du lieu tout en recherchant une configuration géométrique appropriée dans le but d'améliorer la performance du système. Une première évaluation du code comme un outil dans le contexte des centrales solaires à cheminée a été faite. Le niveau de concordance entre nos résultats numériques et ceux obtenus expérimentalement dans le prototype de Manzanares a été jugé encourageant pour l'utilisation de ce code. L'analyse des résultats nous montre que :

- La production de l'électricité, à partir de ces deux systèmes, est liée au rayonnement solaire.
- Les deux d'installations peuvent fonctionner de manière continue et uniforme durant toute la durée du jour. Cependant, la puissance électrique générée pendant la période nocturne est d'autant plus importante au niveau de la centrale dotée d'un système de stockage thermique supplémentaire composé d'eau et du sol et c'est inversement le cas pendant la période diurne. Néanmoins, sur la base d'une journée, le meilleur rendement de l'écoulement du fluide est obtenu au niveau de l'installation dotée d'un système de stockage supplémentaire.

En ce qui concerne la partie de l'étude relative à la modification géométrique appliquée à la centrale solaire à cheminée et son effet sur le rendement de cette dernière, il en résulte que, l'évaluation suivant certains paramètres tels que la vitesse d'écoulement, la puissance

Conclusion générale

développée par le système et la génération d'entropie nous a permis de comparer les résultats obtenues par rapport à ceux de la configuration de base, ainsi :

- La forme de diffuseur, qui sert à canaliser l'écoulement du fluide à la sortie du collecteur, provoque une grande génération d'entropie éliminant ainsi une partie de l'énergie recueillie par le fluide chaud et de ce fait, réduit les performances de la centrale.
- la centrale dotée d'un collecteur convergent et un support de stockage de chaleur supplémentaire (SCPP2-B) est le système le plus performant en tenant compte de différents paramètres d'évaluation et surtout la continuité dans le fonctionnement du système et son efficacité pendant toute la journée.
- L'installation qui est dotée d'une section d'écoulement rétrécie à l'entrée de la cheminée et une réduction de 10% du diamètre de la tour et d'un support de stockage de chaleur supplémentaire est le système le plus performant en considérant différents paramètres d'évaluation à savoir la continuité dans le fonctionnement, son efficacité pendant toute la journée et surtout l'aspect économique dans la réalisation de ce type d'installation.

Néanmoins, la combinaison de toutes ces modifications apportées à la centrale solaire à cheminée (la forme convergente du collecteur, le rétrécissement de la section de passage au niveau de l'entrée de la cheminée avec 10% de réduction du diamètre de la tour et le rajout d'un stockage thermique supplémentaire), nous permet d'améliorer davantage le rendement de la centrale.

En perspective, il convient de donner à ce travail une suite logique qui consiste à :

- Réaliser une simulation d'une centrale solaire à cheminée, turbine incluse.
- Approcher le plus le phénomène physique et pour ce fait prendre en considération les pertes par frottement et le caractère variable des propriétés physiques du fluide.
- Réaliser un prototype en modèle réduit.

Devant l'importance de ce sujet d'avenir, on espère que notre étude servira de base pour d'autres travaux plus détaillés et mènera à la construction d'un prototype dans le Sahara Algérien.



***Références
bibliographiques***

Références bibliographiques

1. Jörg Schlaich, Rudolf Bergermann, Wolfgang Schiel, Gerhard Weinrebe Schlaich, Bergermann und Partner (sbpgmbh), Hohenzollernstr. 1, 70178 Stuttgart, Germany. Design of Commercial Solar updraft tower systems –Utilization of Solar Induced convective Flows for Power generation, 2003.
2. Kreetz, H., Theoretische Untersuchungen und Auslegung eines Tempors, Diplomarbeit TU Berlin, Berlin, 1997.
3. Services for Professionals in Solar Energy and Radiation (SoDa). <http://www.soda-is.com>.
4. Fondation DESERTECH. www.desertec.org.
5. M. FEIDT. Energétique : concepts et applications. Dunod. ISBN 2100490664. 2006.
6. Desertec Foundation. Clean Power from Deserts. The DESERTEC Concept for Energy, Water and Climate Security White Book - 4th Edition. ProtextVerlag / TREC. ISBN 3929118674. 2009.
7. Schlaich, J., Tension structures for solar electricity generation. Engineering Structures, Vol. 21, pp. 658–668, 1999.
8. Schlaich, J., Solar thermal electricity generation. Engineering Structures Int., Vol. 4, pp.76-81, 1994.
9. www.structurae.de.
10. Enviromission. Website address: <http://www.enviromission.com.au>.
11. http://www.gov.cn/english/2010-12/28/content_1773883.htm.
12. <http://www.ingenieriacampo3.com/>
13. <http://www.elioth.com/site>.
14. <http://www.floatingsolarchimney.gr>.
15. Hoffmann, P., Harkin, T. Tomorrow's Energy: Hydrogen, Fuel Cells, and the Prospects for a Cleaner Planet. MIT Press, Massachusetts. 2001
16. Haaf, W., Friedrich, K., Mayr, G., Schlaich, J. Solar chimneys. Part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares. International Journal of Solar Energy 2, 3–20. 1983.
17. Haaf, W. Solar chimneys. Part II: preliminary test results from the Manzanares plant. International Journal of Solar Energy 2, 141–161. 1984.
18. Atit Koonsrisuk et Tawit Chitsomboon. Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance. Solar Energy 83: 1764–1771. 2009.

Références bibliographiques

19. E. Gholamalizadeh, S.H. Mansouri. A comprehensive approach to design and improve a solar chimney power plant: A special case – Kerman project. *Applied Energy* 102: 975–982. 2013.
20. Chiemeka Onyeka Okoye, Ugur Atikol. A parametric study on the feasibility of solar chimney power plants in North Cyprus conditions. *Energy Conversion and Management* 80: 178–187. 2014.
21. Atit Koonsrisuk, Tawit Chitsomboon. A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. *Solar Energy* 83: 2136–2143. 2009.
22. Wilfried B. Krätzig. An integrated computer model of a solar updraft power plant. *Advances in Engineering Software* 62–63, 33–38. 2013.
23. Marco Aurélio dos Santos Bernardes, Theodor W. Von Backstrom, Detlev G. Kroger. Analysis of some available heat transfer coefficients applicable to solar chimney power plant collectors. *Solar Energy* 83: 264–275. 2009.
24. Hermann F. Fasel, FanlongMeng, Ehsan Shams, Andreas Gross. CFD analysis for solar chimney power plants. *Solar Energy* 98: 12–22. 2013.
25. Sandeep K. Patel, Deepak Prasad, M. Rafiuddin Ahmed. Computational studies on the effect of geometric parameters on the performance of a solar chimney power plant. *Energy Conversion and Management* 77: 424–431. 2014.
26. Fei Cao, Huashan Li, Liang Zhao, TianyangBao, LiejinGuo. Design and simulation of the solar chimney power plants with TRNSYS. *Solar Energy* 98: 23–33. 2013.
27. Jing-yin Li, Peng-huaGuo, Yuan Wang. Effects of collector radius and chimney height on power output of a solar chimney power plant with turbines. *Renewable Energy* 47: 21–28. 2012.
28. Shadi Kalash, Wajih Naimeh, Salman Ajib. Experimental investigation of the solar collector temperature field of a sloped solar updraft power plant prototype. *Solar Energy* 98: 70–77. 2013.
29. A.B. Kasaeian, E. Heidari, Sh. NasiriVatan. Experimental investigation of climatic effects on the efficiency of a solar chimney pilot power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15: 5202– 5206. 2011.
30. 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* 47: 213–224. 2012.
31. Marco Aurèlio dos Santos Bernardes, Theodor W. von Backstrom. Evaluation of operational control strategies applicable to solar chimney power plants. *Solar Energy* 84: 277–288. 2010.

Références bibliographiques

32. C.B. Maia, J.O. Castro Silva, L. Cabezas-Gómez, S.M. Hanriot, A.G. Ferreira. Energy and exergy analysis of the airflow inside a solar chimney. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27: 350–361. 2013.
33. Mehran Ghalamchia, Alibakhsh Kasaieian, Mehrdad Ghalamchi. Experimental study of geometrical and climate effects on the performance of a small solar chimney. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43: 425–431. 2015.
34. Xiping Zhou, Marco A. dos S. Bernardes, Reccab M. Ochieng. Influence of atmospheric crossflow on solar updraft tower inflow. *Energy* 42: 393-400. 2012.
35. Atit Koonsrisuk. Mathematical modeling of sloped solar chimney power plants. *Energy* 47: 582-589. 2012
36. Atit Koonsrisuk, Tawit Chitsomboon. Mathematical modeling of solar chimney power plants. *Energy* 51: 314-322. 2013.
37. RoozbehSangi, Majid Amidpour, Behzad Hosseinizadeh. Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants. *Solar Energy* 85: 829–838. 2011.
38. Tingzhen Ming, Wei Liu, Yuan Pan, Guoliang Xu. Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics in solar chimney power plants with energy storage layer. *Energy Conversion and Management* 49: 2872–2879. 2008.
39. Penghua Guo, Jingyin Li, Yuan Wang, Yingwen Liu. Numerical analysis of the optimal turbine pressure drop ratio in a solar chimney power plant. *Solar Energy* 98: 42–48. 2013.
40. WenqingShena, Tingzhen Ming, Yan Ding, Yongjia Wu, Renaud K. de_Richter. Numerical analysis on an industrial-scaled solar updraft power plant system with ambient crosswind. *Renewable Energy* 68: 662-676. 2014.
41. Tingzhen Ming, Xinjiang Wang, Renaud Kiesgen de Richter, Wei Liu, Tianhua Wu, Yuan Pan. Numerical analysis on the influence of ambient crosswind on the performance of solar updraft power plant system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 5567–5583. 2012.
42. Ehsan Gholamalizadeh, Man-Hoe Kim. Three-dimensional CFD analysis for simulating the greenhouse effect in solar chimney power plants using a two-band radiation model. *Renewable Energy* 63: 498-506. 2014.
43. Ehsan Gholamalizadeh, Man-Hoe Kim. Thermo-economic triple-objective optimization of a solar chimney power plant using genetic algorithms. *Energy* 70 : 204-211. 2014.

Références bibliographiques

44. Cristiana B. Maia, André G. Ferreira, Ramón M. Valle, Márcio F.B. Cortez. Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behavior of the airflow in a solar chimney. *Computers & Fluids* 38: 625–636. 2009.
45. Marco Aurélio dos Santos Bernardes, Xiping Zhou. Strategies for solar updraft tower power plants control subject to adverse solar radiance conditions. *Solar Energy* 98: 34–41. 2013.
46. Xiping Zhou, Yangyang Xu. Solar Updraft Tower Power Generation. *Solar Energy* xxx xxx–xxx. 2014.
47. Zheng Zou, Zhiqiang Guan, Hal Gurgenci, Yuanshen Lu. Solar enhanced natural draft dry cooling tower for geothermal power applications. *Solar Energy* 86: 2686–2694. 2012.
48. Xiping Zhou, Shuo Yuan, Marco Aurélio dos Santos Bernardes. Sloped-collector solar updraft tower power plant performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 66: 798–807. 2013.
49. Krätzig & Partner Consultants, Buscheyplatz 9-13, D-44801 Bochum, Germany. Physics, computer simulation and optimization of thermo-fluid mechanical processes of solar updraft power plants. *Solar Energy* 98 : 2–11. 2013.
50. Peng-hua G, Jing-yin L, Yuan W. Numerical simulations of solar chimney power plant with radiation model. *RenewableEnergy* 62 : 24-30. 2014.
51. Larbi S., Bouhdjar A., Chergui T. Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14: 470–477. 2010.
52. Chergui T., Larbi S., Bouhdjar A. Thermo-hydrodynamic aspect analysis of flows in solar chimney power plants—a case study. *Renewable and SustainableEnergyReviews* 14 : 1410–1418. 2010.
53. Asnaghi, S.M. Ladjevardi. Solar chimney power plant performance in Iran. *Renewable and SustainableEnergyReviews* 16 : 3383– 3390. 2012.
54. Fei C, Liang Z, Huashan L, Liejin G. Performance analysis of conventional and sloped solar chimney power plants in China. *Applied Thermal Engineering* 50 : 582-592. 2013.
55. Marco Aurélio dos Santos Bernardes, Xiping Z. On the heat storage in Solar Updraft Tower collectors – Water bags. *Solar Energy* 91 : 22–31. 2013.

Références bibliographiques

56. Pasumarthi N, Sherif SA. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-Part I: Mathematical model development. *Int. J. Energy Res.* 22:277-88, 1998.
57. Pasumarthi N, Sherif SA. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-Part II: Experimental and theoretical results and economic analysis. *Int. J. Energy Res.* 22:443-61, 1998.
58. Padki MM, Sherif SA. On a simple analytical model for solar chimneys. *Int. J. Energy Res.* 23:345-9, 1999.
59. Lodhi MAK. Application of helio-aero-gravity concept in producing energy and suppressing pollution. *Energy conversion. Manage*, 40:407-21, 1999.
60. Bernardes MADS, Valle RM, Cortez MFB. Numerical analysis of natural laminar convection in a radial solar heater. *Int. J. Thermal Sci.* 38: 42-50, 1999.
61. Gannon AJ, Backström TW. Solar chimney cycle analysis with system loss and solar collector performance. *J. Sol Energy Eng.* 122:133-7, 2000.
62. Pastohr H, Kornadt O, Gürlebeck K. Numerical and analytical calculations of the temperature and flow field in the upwind power plant. *Int. J. EnergyResearche.* Vol. 28, pp. 495–510. 2004.
63. Saeed Dehghani, Amir H. Mohammadi. Optimum dimension of geometric parameters of solar chimney power plants – A multi-objective optimization approach. *Solar Energy* 105 : 603–612. 2014
64. Marco Aurélio dos Santos Bernardes. On the heat storage in Solar Updraft Tower collectors – Influence of soil thermal properties. *Solar Energy* 98 : 49–57. 2013.
65. Chergui, T., Larbi, S., Bouhdjar, A. and Gahgah, M. Performances analysis of a solar chimney power plant in South of Algeria. In: *Proceedings of the World Renewable Energy Congress, Glasgow, 2008.*
66. Chergui, T, Larbi, S., Bouhdjar, A. Analysis of flows modelling and energy performances in solar chimneys. *International Review on Modelling and Simulation*, Vol. 1, pp. 214–220, 2008.
67. Chergui T., Larbi, S., Bouhdjar, A. and Gahgah, M. Heat and Fluid Flows Analysis in Solar Chimney Power Plants. *Tenth World Renewable Energy Congress (WREC XI 2010)*. Abu Dhabi, United Arab Emirates, 25- 30 September 2010.
68. Chergui, T., Larbi, S., Bouhdjar, A. and Gahgah, M. Heat transfer modelling analysis of flows in solar chimneys. In: *Proceedings of the fourth international conference on computational heat and mass transfer, Guangzhou, 2009.*

Références bibliographiques

69. Chergui, T., Larbi, S., Bouhdjar, A. and Gahgah, M. Influence of the thermohydrodynamic aspect of fluid flow on the performance analysis of a solar chimney power plant. In: Proceedings of the World Renewable Energy Congress 2009— Asia, Bangkok, 2009.
70. Bejan A. Entropy generation minimization. Boca Raton: CRC; 1996.
71. Bejan A. Entropy minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *J. Appl. Phys.* 79:1191–218. 1996.
72. Mukherjee P, Biswas G, Nag PK. Second-law analysis of heat transfer in swirling flow through a cylindrical duct. *ASME J Heat Transfer.*109:308–13. 1987.
73. Mahmud S, Fraser RA. The second law analysis in fundamental convective heat transfer problems. *Int. J. Thermal Sci.* 42:177–86. 2003.
74. Mahmud S, Fraser RA. Thermodynamic analysis of flow and heat transfer inside channel with two parallel plates. *Exergy, Int. J.*; 2:140–6. 2002
75. Sahin AZ. Second law analysis of laminar viscous flow through a duct subjected to constant wall temperature. *ASME J. Heat Transfer*; 120:76–83. 1998
76. Sahin AZ. A second law comparison for optimum shape of duct subjected to constant wall temperature and laminar flow. *Heat Mass Transfer*; 33:425–30. 1998
77. Sahin AZ. Effect of variable viscosity on the entropy generation and pumping power in a laminar fluid flow through a duct subjected to constant heat flux. *Heat Mass Transfer*; 35:499–506. 1999
78. Sahin AZ. Entropy generation in turbulent liquid flow through a smooth duct subjected to constant wall temperature. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43:1469–78. 2000.
79. Sahin AZ. Entropy generation and pumping power in a turbulent fluid flow through a smooth pipe subjected to constant heat flux. *Exergy, Int. J.*2:314–21. 2002.
80. Yilbas BS, Shuja SZ, Budair MO. Second law analysis of a swirling flow in a circular duct with restriction. *Int. J. Heat Mass Transfer*; 42:4027–41. 1999.
81. Shuja SZ, Yilbas BS, Iqbal MO, Budair MO. Flow through a protruding bluff body— heat and irreversibility analysis. *Exergy, Int. J.*1 (3):209–15. 2001.
82. Demirel Y, Kahraman R. Entropy generation in a rectangular packed duct with wall heat flux. *Int. J. Heat Mass Transfer.*42:2337–44. 1999.
83. Abbassi H, Magherbi M, Brahim AB. Entropy generation in Poiseuille–Benard channel flow. *Int. J. Thermal Sci.* 42:1081–8. 2003.

Références bibliographiques

84. Shuja SZ, Yilbas BS. A laminar swirling jet impingement onto an adiabatic wall: effect of inlet velocity profiles. *Int. J. Numer Methods Heat Fluid Flow*, 11:237–54. 2001.
85. Shuja SZ, Yilbas BS, Rashid M. Confined swirling jet impingement onto an adiabatic wall. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46:2947–55. 2003.
86. Shuja SZ, Yilbas BS, Budair MO. Local entropy generation in an impinging jet: minimum entropy concept evaluating various turbulence models. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*190:3623–44. 2001.
87. N. Ninic. Available energy of the air in solar chimneys and the possibility of its ground-level concentration. *Solar Energy* 80: 804–811. 2006.
88. AtitKoonsrisuk. Comparison of conventional solar chimney power plants and sloped solar chimney power plants using second law analysis. *Solar Energy* 98: 78–84. 2013.
89. McAdams, W. H., *Heat Transmission*, 3rdedn. McGraw-Hill, New York, 1954.
90. M. A. dos S. Bernades, A. Vob, G. Weinrebe. Thermal and technical analyses of solar chimney. *Solar Ennery*; 75: 511-524. 2003.
91. Xiping Zhou, Jiakuan Yang, Bo Xiao, GuoxiangHou, Fang Xing. Analysis of chimney height for solar chimney power plant. *Applied Thermal Engineering Res.*02.014. 2008. *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issue 1, January 2009, Pages 178-185
92. Dai, Y. J., Huang, H. B., Wang, R. Z. Case study of Solar Chimney Power Plants in Northwestern Regions of China. *Renewable Energy* 28, 1295-1304. 2003.
93. Bouhadjar A., Phénomène de stratification dans une cuve de stockage thermique- Etude paramétrique-. Thèse de Docteur d'Etat Université de Tlemcen Algérie, 2005.
94. H. K. Versteeg & Wmalalase, *An introduction to Computational Fluid Dynamics: the finite volume method*, LONGMAN, Angland, 1995.
95. Notes de cours. J.L. Estivalezes, 2005.
96. Launder B. E., Spalding D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flow, *Comp. Meth. In Appl. Mech. & Eng.*, Vol. 3, pp. 269-289. 1974.
97. Rodi W. Turbulence Models and their Application in Hydraulics, state of the art paper presented by the IAHR-section on fundamentals of division II: Experimental and Mathematical Fluid Dynamics. 1984.
98. Gibson M. M., Launder B. E. On the calculation of horizontal turbulent free shear flow under gravitational influence. *ASME J. Heat Transfert*, vol. 98c, pp. 81-87, 1976.

Références bibliographiques

99. Vollet P. L. On the numerical modelling of stratified flows. Physical process in estuaries, (J. Dronkers and W. van LeussenEds), pp. 257-277, Springer-Verlag. 1988.
100. O. Bantista, F. MendezetJ. L. Martinez-Meyer, Bejan's early vs. Late regimes method applied to entropy generation in one-dimensional conduction, Int. J. of Thermal Sciences, Volume 44, pp: 570-576, 2005.
101. J. Boussinesq, Théorie analytique de la chaleur, 2, Gauthier-Villars, Paris, 1903.
102. Bejan, A. Entropy Generation Minimization: The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Time Systems and Finite-Time Processes. CRC Press, Boca Raton, Fl., 1996.
103. Archambeau F., Méchitoua N., Sakiz M. Code Saturne : A Finite Volume Code for the Computation of Turbulent Incompressible Flows -Industrial Applications. International Journal on Finite Volumes, vol. 1, 2004.
104. EDF R&D. Code Saturne version 1.3.2 : guide pratique et théorique du Préprocesseur. Code Saturne documentation, 2008.
105. Ferziger J. H., Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics.Springer, 1999.
106. Versteeg H. K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Longman Scientific and Technical, 1995.
107. Rhie C. M., Chow W. L. Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation. AIAA Journal, vol. 21(no. 11), November 1983.
108. Péniguel C. Rupp I. Coupling heat conduction and radiation in complex 2D and 3D geometries. Proceeding numerical Methods in Thermal Problems, Swanesa. 1997.
109. Rupp I., Péniguel C. Coupling heat conduction, radiation and convection in complex geometries. Int. Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow. Vol. 9-3, pp. 240-256, 1999.
110. Péniguel C. Heat transfert simulation for industrial applications: Needs, limitations, expectations. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 19, pp. 102-104. 1998.
111. Capderou M. Solar Atlas of Algéria-géographical synthesis. Algiers, Algeria: OPU edition, 1986.
112. Fei Cao, Liang Zhao and LiejinGuo. (2011). Simulation of a sloped solar chimney power plant in Lanzhou. Energy Conversion and Management 52:2360-2366.
113. Siyang Hu, Dennis Y.C. Leung, Michael Z.Q. Chen, John C.Y. Chan. Effect of guide all on the potential of a solar chimney power plant. Renewable Energy 96, 209-219, 2016.



Annexes

Annexe

Les figures (A1 et A2) présentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (CCS (Eau) et CCS (Eau + Diffuseur)). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée pour les deux configurations présentées. Néanmoins la configuration à diffuseur présente à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense.

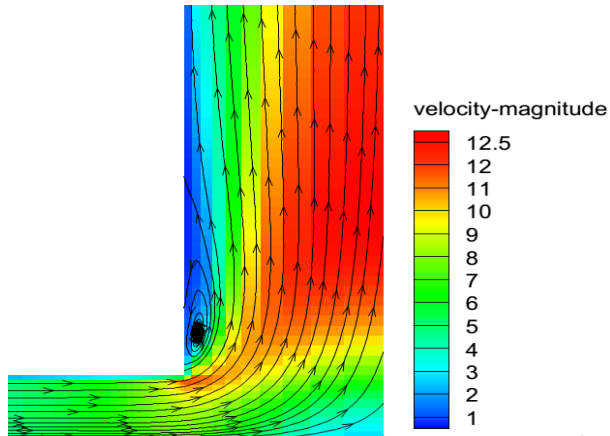


Fig. A1 Contours de vitesse et lignes de courant
CCS (eau) (m/s)

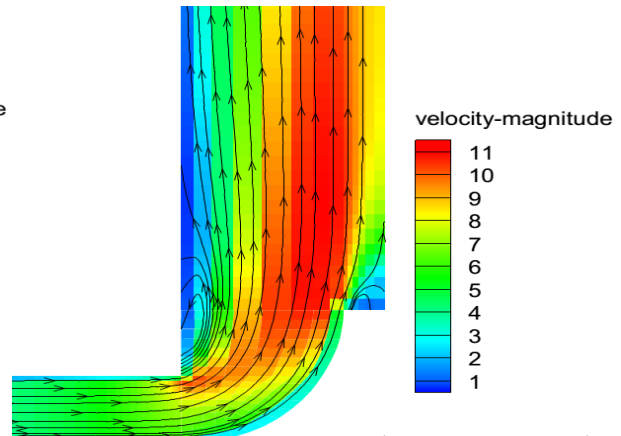


Fig. A2 Contours de vitesse et lignes de courant
CCS (eau + diffuseur) (m/s)

Les figures (A3, A4 et A5) représentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (SCPP1, SCPP1-A et SCPP1-B). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée. La configuration SCPP1-A présente à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense (fig. A4).

La détermination de l'entropie globale dans les différentes configurations montre que la configuration à capteur convergent (SCPP1-B) présente des niveaux de vitesse plus élevés confirmé par une entropie relativement basse (fig. 6.59).

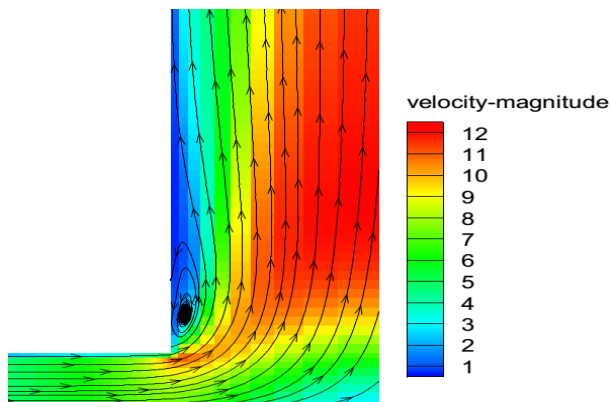


Fig. A3 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP1 (m/s)

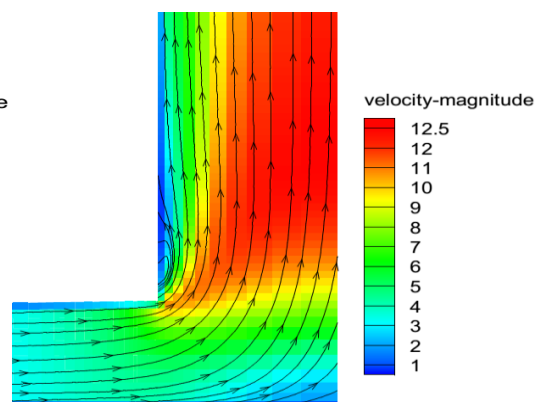


Fig. A4 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP1-A (m/s)

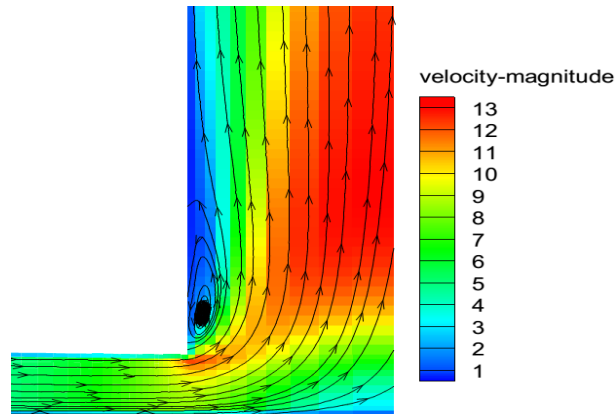


Fig.A5 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP1-B (m/s)

Les figures (A6, A7, A8 et A9) présentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (SCPP1-C, SCPP1-D, SCPP2-C et SCPP2-D). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée pour les quatre configurations présentées. Néanmoins les configurations SCPP1-D et SCPP2-D présentent à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense.

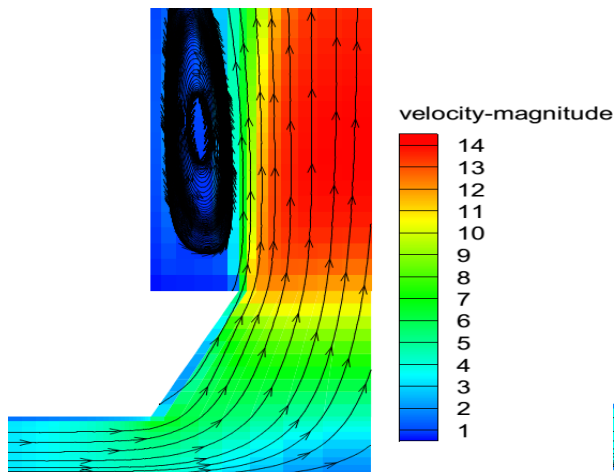


Fig.A6 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP1-C (m/s)

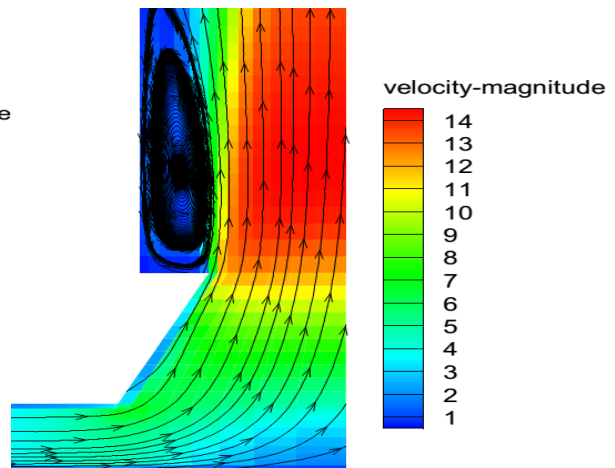


Fig.A7 Contours de vitesse et lignes de courant SCPP1-D (m/s)

Annexe

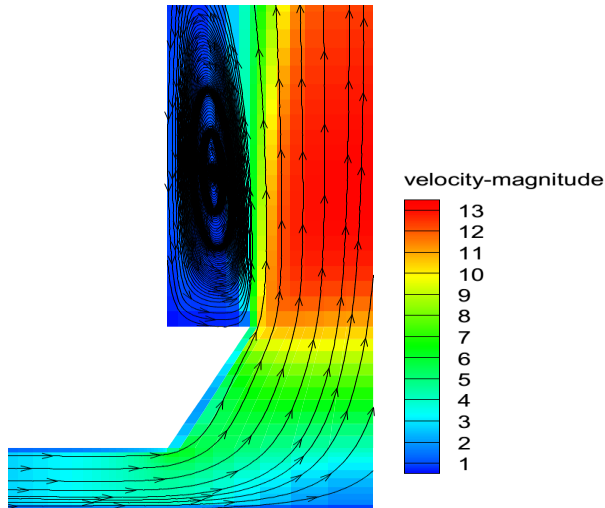


Fig.A8 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP2-C (m/s)

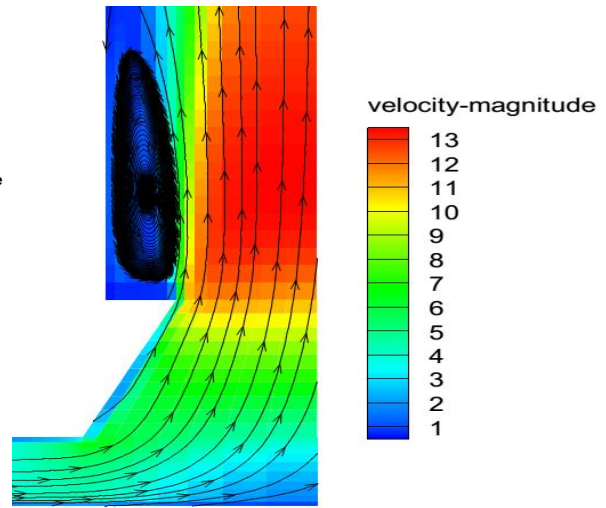


Fig.A9 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP2-D (m/s)

Les figures (A10 et A11) présentent les contours de la vitesse accompagnés des lignes de courant (SCPP3 et SCPP4). On constate l'apparition d'une zone de recirculation au niveau de l'entrée de la cheminée pour les deux configurations présentées. Néanmoins la configuration SCPP3 présente à travers le niveau des vitesses une recirculation plus intense.

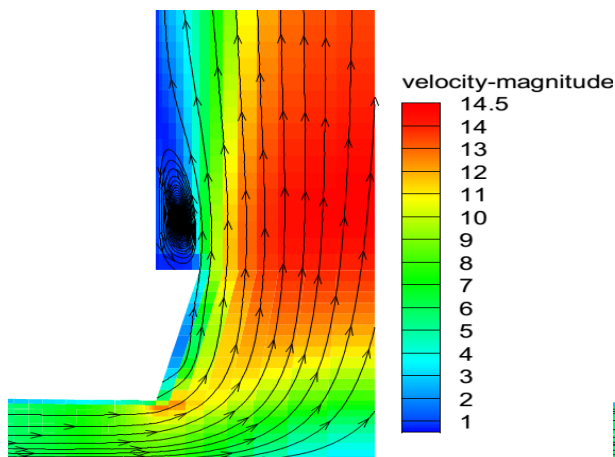


Fig.A10 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP3 (m/s)

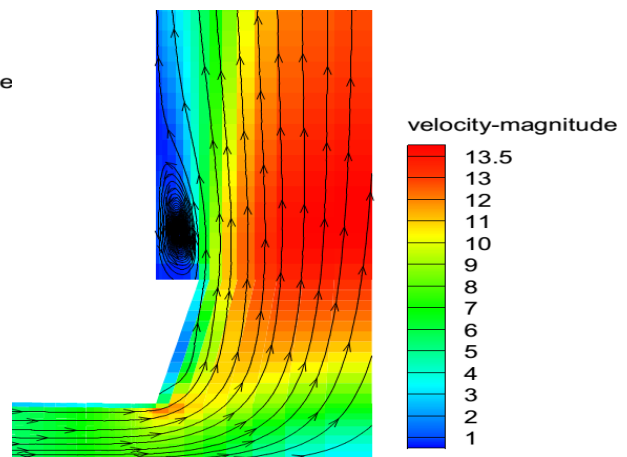
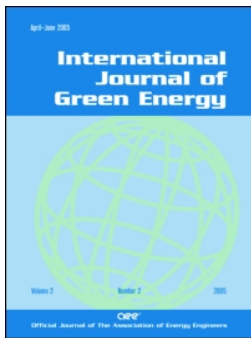


Fig.A11 Contours de vitesse et lignes de courant
SCPP4 (m/s)



Canopy slope effect on the performance of the solar chimney power plant

Hakim Semai, Amor Bouhdjar & Salah Larbi

To cite this article: Hakim Semai, Amor Bouhdjar & Salah Larbi (2017) Canopy slope effect on the performance of the solar chimney power plant, International Journal of Green Energy, 14:3, 229-238, DOI: [10.1080/15435075.2016.1253580](https://doi.org/10.1080/15435075.2016.1253580)

To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/15435075.2016.1253580>



Accepted author version posted online: 08 Nov 2016.
Published online: 08 Nov 2016.



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



Article views: 33



View related articles [↗](#)



View Crossmark data [↗](#)

Canopy slope effect on the performance of the solar chimney power plant

Hakim Semai^{a,b}, Amor Bouhdjar^a, and Salah Larbi^c

^aDevelopment Center of Renewable Energies, Solar Thermal & Geothermal Division, Alger, Algérie; ^bEnergy Physics Laboratory, Aboubekr Belkaid University, Tlemcen, Algeria; ^cLGMD–Department of Mechanical Engineering, Polytechnic National School of Algiers, El-Harrach, Algeria

ABSTRACT

Solar chimney power plants constitute an impressive construction by its size and its output seems low for its dimensions. Although many works have been carried out on the subject, there is still much scientific and technical improvement to be done. In the present work, we consider the modeling of turbulent flow under the effect of natural convection within a solar chimney power plant (SCPP) by performing numerical simulation using the Saturne Code coupled with Syrthes code. The objective of the study is the analysis of the collector cover slope influence on the performance of the SCPP in two cases. In the first case, the storage system considered is composed solely of the ground under the collector. For the second case, the storage system is made, in addition to the ground, of a 10 cm thick tub filled with water, covering the entire surface of the collector. The concept of minimizing the entropy production is also studied with the objective of optimizing the geometric configuration as well as the effect of the collector cover slope on the efficiency of SCPP. The boundary conditions are defined according to the meteorological data for a typical day available on the site of Adrar, Algeria. The results allow us to focus on the storage system influence on the SCPP performance and the duration of its operation after sunset. This leads to the improvement of the global efficiency of the SCPP. Results show the positive impact of the extra storage media use and the configuration which improves the velocity at the chimney entrance.

ARTICLE HISTORY

Received 12 April 2016
Accepted 24 October 2016

KEYWORDS

Entropy generation; fluid flow; heat transfer; numerical simulation; solar chimney power plant; thermal storage

1. Introduction

The solar chimney power plant consists, basically, of a solar collector, a chimney, and a turbine. The solar collector is made of a transparent cover, raised to a certain height from ground level, a storage system which might be the ground located underneath the transparent cover to which a tub filled with water can be added in order to ensure continuous and uninterrupted operation of the plant for a longer period. The chimney is located at the center of the collector and the turbine is positioned at its base. Basically, solar radiation passing through the transparent cover hits the collector absorber which might be the ground or the tub upper surface. Once heated, the absorber transfers some heat to the inside air of the collector. Thus, the air density differences make the air move inside the chimney resulting in an air flow from the collector entrance to the chimney outlet. The kinetic energy of the fluid is converted into electrical energy through wind turbines placed at the entrance of the chimney. An experimental prototype was developed and tested in Manzanares, Spain, in 1980 (Haaf et al, 1983). Since then, several studies have been carried out on solar chimney power plants, experimental studies conducted practically on the prototype of Manzanares.

Atit and Tawit (2009) compared the performance predictions of solar chimney plants using five simple theoretical models that had been proposed in the literature. The parameters used in the study were various geometrical plant parameters and the

insolation. Some suggestions were made about the preferable models. Gholamalizadeh and Mansouri (2013) undertook a complete analysis, analytical and numerical, to predict the performance of a solar chimney power plant in Kerman, Iran. Based on an approximate cost model, the thermo-economic optimal configurations of the pilot power plant were illustrated. They also concluded that the chimney diameter was the most important structural dimension to improve the performance of this pilot power plant. Chiemeka and Atikol (2014) studied the feasibility of installing a solar chimney power plant (SCPP) under the conditions of Northern Cyprus, considering mainly the performance of the plant for its dimensions (collector diameter, chimney height).

A dimensional analysis combining eight primitive variables in a single dimensionless variable that established a dynamic similarity between a prototype and the scaled models was done by Atit and Tawit (2009). This variable was interpreted as the total kinetic energy scaled by the buoyant energy of the rising hot air.

The physical conditions of the basic thermodynamic processes of the fluid in the SCPP, including the transfer of solar radiation and the expected numerical difficulties in the numerical simulation were summarized in the work of Wilfried (2013).

Bernardes et al. (2009) conducted a comparative study of the methods used to calculate the heat flow in the collector, and their effects on the performance of the solar chimney.

The study concluded of the influence minimization of the choice of heat transfer coefficients in the solar chimney performance.

Solar chimney power plants were also numerically studied using ANSYS FLUENT code (Hermann et al., 2013). The study encompassed a wide range of scales with heights of the tower ranging from 1m (sub-scale laboratory model) to 1000 m (the largest considered plant).

In order to improve the flow characteristics at the inner of the SCPP, the optimization of its major geometry components was done in the work of Sandeep et al. (2014) using the ANSYS CFX CFD code. Fei et al. (2013) developed a program based on TRNSYS to simulate the performance of the SCPP. The finding was that energy production in a SCPP was more relevant to the local solar irradiation than to the ambient temperature. Jing-yin et al. (2012) proposed a comprehensive theoretical model for the performance evaluation of a solar chimney power plant (SCPP), which was verified by the Spanish prototype experimental data. This model took into account the effects of fluid flow and heat loss, and the temperature drops inside and outside of the chimney. Shadi et al. (2013) developed a pilot installation of a solar chimney power plant in the south campus at Damascus University, Syria. The considered solar collector was tilted at 35° towards the south with an approximate area of 12.5 m². The chimney diameter was 0.31 m and its height was 9 m. Although measures had been taken during the winter season, the air temperature rose to a maximum of 19°C, which generated an upward flow velocity in the chimney with a maximum value of 2.9 m/s. Kasaeian et al. (2011) experimented a pilot solar chimney power plant with a 10 m diameter collector and a 12 m height chimney. The obtained temperature difference between the outlet of the collector and the atmosphere was 25°C. Sharma et al. (2007) developed a prototype of solar chimney with a built-in latent heat storage system using Sodium Sulfate Decahydrate as PCM. They showed that the use of PCM had let the system operate during the whole day with stable mass flow rate.

Hurtado et al. (2012) analyzed the thermodynamic behavior and the power that could be generated in a SCPP taking into account the ground as a heat storage system, through a numerical modeling of non-stationary conditions. The influence of thermal soil inertia enabled a gain of 10% on the power generated by the turbines. Bernardes and von Backstrom (2010) performed a numerical simulation to study the performance of two schemes of power output control applicable to solar chimney power plants. Either the volume flow rate or the turbine pressure drop was used as independent control variable. Values found in the literature for the optimum ratio of turbine pressure drop to pressure potential varied between 2/3 and 0.97. It was shown that the optimum ratio was not constant during the whole day and it depended on the heat transfer coefficients applied to the collector. Likewise, according to Chergui et al. (2011), the power produced increased with the increase of the tower height and the collector surface. This production was more influenced by solar radiation than by ambient temperature for given climatic conditions.

Lorente et al. (2010) showed how to use constructal design to distribute solar chimney power production on an available

land area most efficiently. They showed also that physical parameters of the system could not be increased indefinitely and the global performance was greater when more land area was allocated to the largest plant.

On the other hand, the analysis of the second law of thermodynamics has been widely used to assess the sources of irreversibility of flows and thermal systems. Saving valuable energy depends on the efficient thermodynamic design of heat transfer process. Energy conversion processes are accompanied by the increase of entropy, which leads to a reduction of exergy (energy available). Thus, even though energy is conserved, the quality of energy decreases because the initial energy is converted into a different form of energy from which less work can be obtained. The minimization of entropy production will result in more efficient models of energy systems. Therefore, minimization of entropy production has become a topic of great interest in fluid flow and heat transfer fluids in particular.

Bejan (1996) focused on the various reasons for the production of entropy in Applied Thermal Engineering when generating entropy destroys the available work (exergy) of a system. So, it makes sense to focus on the engineering of the heat transfer irreversibility and fluid flow processes and to try to understand the function of the associated entropy production mechanisms. Bejan (1996) also conducted a review on minimizing entropy production. The review reported the development and the adoption of methods in several sectors of the traditional thermal engineering and science.

In addition, many researchers have studied the entropy generation for different flows. The analysis of the heat transfer law of a swirling flow through a cylindrical pipe was studied by Mukherjee et al. (1987). They calculated the entropy generation rate. Mahmud and Fraser also investigated the analysis of the second law in the fundamental problems of convection heat transfer (Mahmud and Fraser, 2003) and the thermodynamic analysis of the flow and heat transfer within a channel with two parallel plates (Mahmud and Fraser, 2002).

Sahin (1998, 1999, 2000, and 2002), Yilbas et al. (1999), Shuja et al. (2001), Demirel and Kahraman (1999) and Abbassi et al. (2003) conducted numerous studies on the analysis of the second law and the entropy generation due to heat transfer and friction of fluid flowing under various conditions in a conduit. Shuja et al. (2001, 2003) analyzed the entropy generation in swirling jets on an adiabatic wall and a jet incident for various flow conditions. Chergui et al. (2012) undertook an analysis of the effect of some geometrical forms and physical parameters on the performance of a SCPP through the evaluation of the generated entropy. The study considered mainly the conjunction zone between the collector and the chimney for laminar flow.

In our work, we will simulate turbulent fluid flow under the effect of natural convection occurring within the solar chimney power plant. The study objective is to determine the influence of the geometry adopted for the solar collector on the plant performance. The part of the collector to be concerned for the modification is the outer surface of the collector. In the literature, it is generally chosen as a horizontal surface or an inclined one with a slope towards the base of the chimney (Fei et al., 2013), (Jing-yin et al., 2012), (Ninic, 2006), (Atit, 2013), (Maia et al., 2013). In our case, we will opt

for three configurations, namely a horizontal surface, a surface inclined to the base of the chimney (collector output) and finally a surface inclined toward the collector inlet, and this, for two cases. In the first case, we take the soil under the collector, as sole heat storage in the solar chimney. For the second case, the heat storage system is made of the ground and a tub filled with water, occupying the entire area of the ground below the collector, covered with a transparent cover, to avoid evaporation phenomenon.

2. Solar chimney power plant geometry

Six configurations of solar chimney power plants (SCPP) are considered as physical models. The geometrical dimensions of the six SCPP prototypes are the same. In each prototype, the chimney is 200 m high and 10 m in diameter. The collector diameter is 244 m with a horizontal canopy at 2 m from the ground level. **Figure 1** shows the first physical model (SCPP1) with soil as storage medium and canopy as a horizontal surface. **Figure 2** illustrates the second physical model of solar chimney power plant (SCPP2) with soil as storage medium and the canopy tilted toward the collector entrance, so that we have, at the collector inlet, the distance of 2 m between the absorber and the canopy and at the collector exit, we have 4 m. **Figure 3** shows the physical model (SCPP3) with soil as storage medium and the canopy titled toward the collector outlet, so that we have, at the collector inlet, a distance of 4 m between the absorber and the canopy, and at the collector output, the distance is 2 m. In the SCPP4 (**Figure 4**), 10cm thick water tub is added above the ground and the canopy is horizontal. Ground soil and the water in the tub are used as storage media. The tube is covered with a transparent cover to prevent evaporation. **Figure 5** (SCPP5) shows the physical model with soil and water as storage media while considering the canopy in the same position as in SCPP2 case. **Figure 6** (SCPP6) shows the physical model with soil and water tub as storage media while considering the canopy in the same position as in SCPP3 case.

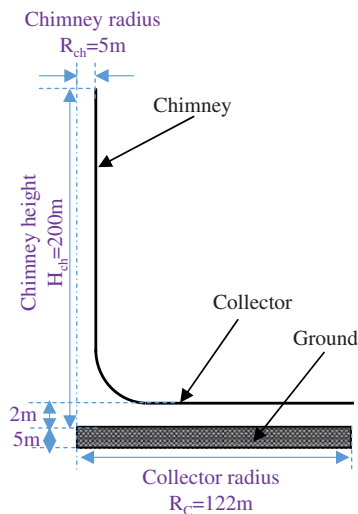


Figure 1. Physical model of SCPP1.

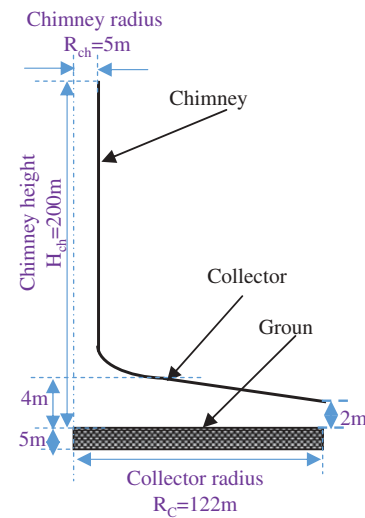


Figure 2. Physical model of SCPP2.

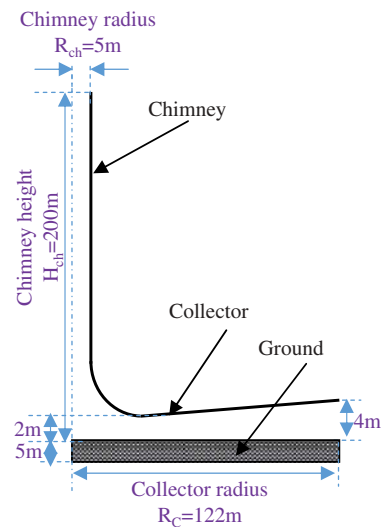


Figure 3. Physical model of SCPP3.

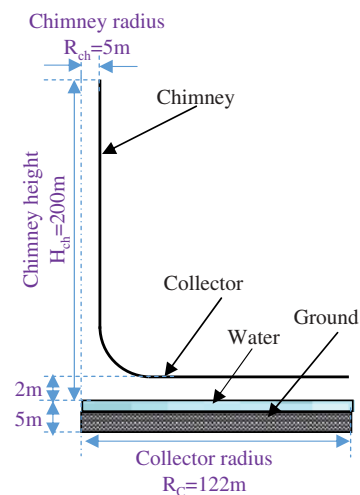


Figure 4. Physical model of SCPP4.

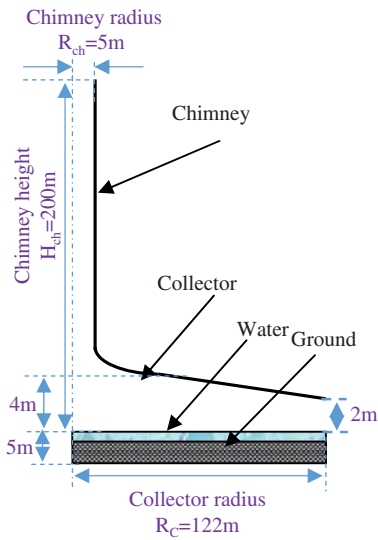


Figure 5. Physical model of SCPP5.

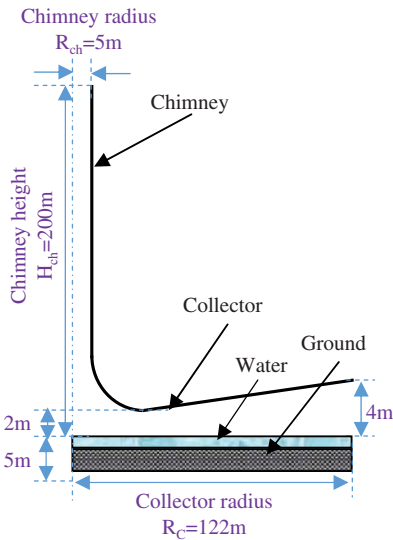


Figure 6. Physical model of SCPP6.

3. Mathematical model and boundaries conditions

3.1. Governing equations

In natural convection, the Rayleigh number expresses the relative strength of the buoyancy-induced flow. It is defined by:

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)D_h^3}{\alpha\nu} \quad (1)$$

where T_H and T_c are the maximum and the minimum temperatures in the system, respectively. D_h and α are the hydraulic diameter and the thermal diffusivity, respectively. Boussinesq's approximation is applied to account for the air density variation. In the collector and the chimney, analysis shows that, for $Ra > 10^{10}$, the airflow is turbulent (Larbi et al.,

2010). The conservative basic equations (mass, momentum and energy) in addition to k- ϵ model used for turbulent flows are given by

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) + \rho f_i \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + T\beta \frac{\partial p}{\partial t} + \phi \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_K \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} + S_\epsilon \quad (6)$$

where

G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients, defined by: $G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$; G_b is the generation of turbulence due to buoyancy; σ_k and σ_ϵ are the turbulent Prandtl numbers for k and ϵ , respectively; and β is the thermal expansion coefficient:

$$\beta \approx 1/T$$

The electrical power delivered by the conversion system is given by (Atit, 2012):

$$P_{ele} = \frac{2}{3} \left(\eta \frac{g H_{tour}}{C_p T_\infty} \right) A_{coll} I_G \quad (7)$$

3.2. Entropy generation

The entropy generation rate consists of two parts (Tingzhen et al., 2012). One \dot{S}_v , called viscous, depends on the physical viscosity, on the fluid local temperature and on the second power of the local velocity gradient. The other one \dot{S}_T , called thermal, depends on the physical conductivity, on the square of the fluid local temperature and on the second power of the local temperature gradient:

$$\begin{aligned} \dot{s}_{gen} &= \dot{s}_T + \dot{s}_v \\ &= \frac{k}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\phi}{T} \quad (8) \\ \phi &= \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

ϕ is the rate of viscous dissipation per unit of volume. It should be noticed that the entropy generation rate expressed in (8) is per volume unit ($W/K.m^3$). The global entropy

generation rate \dot{S}_{gen} of the entire domain (W/K) is computed as the integral of the local rate over the entire volume V :

$$\dot{S}_{gen} = \int_V \dot{S}_{gen} dV \quad (10)$$

3.3. Boundary conditions

The boundary conditions such as solar irradiance and ambient temperature considered for a typical day are defined from the weather conditions of the site of Adrar (south western region of Algeria) (Figure 7) (Cappederou,1988). The relative static pressure of the collector inlet is zero, and the temperature is the ambient temperature:

$$\begin{aligned} p_{r,inlet} &= 0 \\ T_{inlet} &= T_{\infty} \end{aligned} \quad (11)$$

The boundary condition for the bottom of the energy storage layer can be selected as a constant temperature condition since the temperature at this depth remains almost constant. Boundary conditions for the chimney inside wall are given by:

$$\begin{aligned} \partial T / \partial x &= 0 \\ u &= 0, \\ v &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

The above relations express an adiabatic wall and the no-slip conditions, respectively.

4. Numerical method validation

In order to validate our numerical method, we performed a numerical study using the Manzanares prototype data for the second of September 1982 used by the validation reference work (Haaf, 1984). Transient numerical results for the fluid motion established in the Manzanares prototype are presented, including the required validation with appropriate experimental results. The

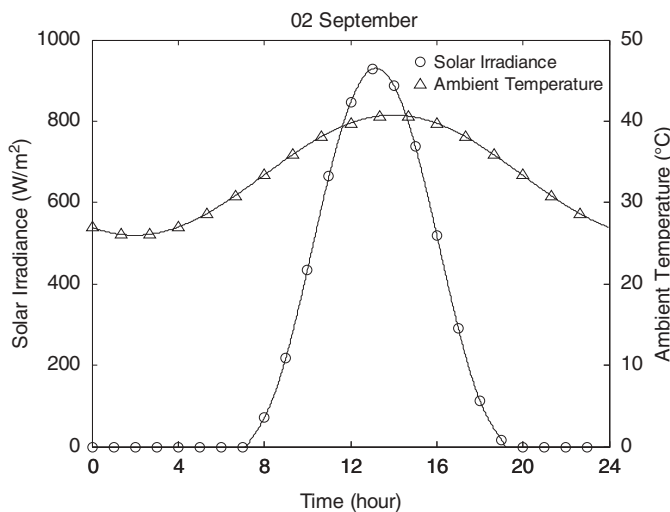


Figure 7. Solar irradiance and ambient temperature for the second of September.

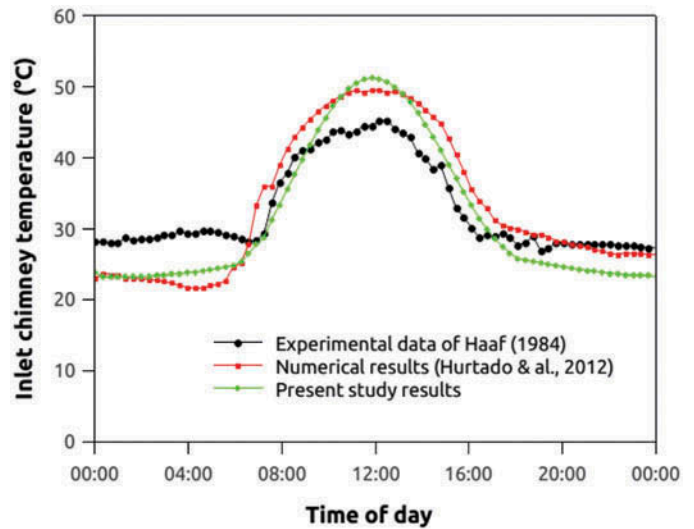


Figure 8. Present study results and the experimental measures of inlet chimney temperature (at the wind turbine inlet) with respect to time.

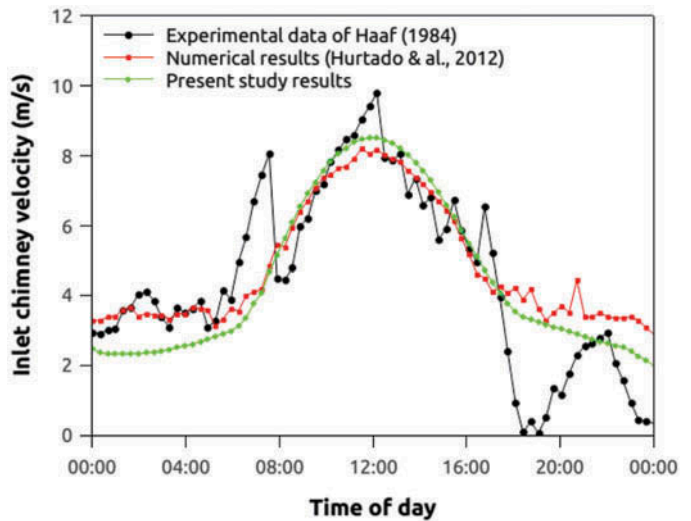


Figure 9. Present study results and the experimental measures of inlet chimney velocity (at the wind turbine inlet) with respect to time.

numerical results for the air temperature at the inlet section of the wind turbine, during the whole day, follows the same trend as the experimental results of Haaf (1984), with an average deviation of 12% (Figure 8). The results obtained for the air velocity in the same section are shown in Figure 9. On the same figure, values measured just prior 8:00 and around 20:00 are discarded (the respective rapid increase and decrease reached in the stack effect can be due to external atmospheric agents). The average deviation is, at most, equal to 12%. It can be observed, on Figure 10, the expected power from the present simulation and the one given by Haaf (1984). We notice the same trend and an average deviation of around 9%.

The comparison of the present numerical study results to those of Hurtado et al. (2012) shows good agreement. Note that Hurtado used data from Manzanares (Haaf, 1984). We can conclude that the numerical model developed in the present study can be considered valid because of the successful comparison with experimental data obtained in the Manzanares pilot plant.

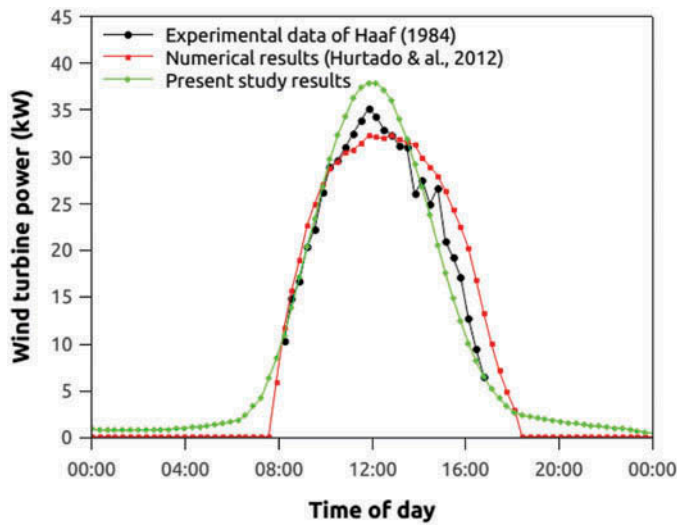


Figure 10. Present study results and the experimental measures of power delivered by the wind turbine with respect to time.

5. Results and discussion

A simulation of a solar chimney power plant was carried out with the Saturne CFD Code coupled to Syrthes Code. The periodicity of the simulation is for a typical day of September. Thus, the boundary conditions considered depend on the meteorological data. The collector inlet air is assumed to be at ambient temperature, with a zero relative pressure at the collector entrance and the chimney outlet. The soil temperature at a depth of 5m is assumed constant, and it takes a value of 300K. The walls of the chimney are considered adiabatic. The collector cover is made of a transparent material with an average transmissivity coefficient (τ) equal to 0.64.

Figure 11 presents the velocity profile for the model using only the ground as a storage medium. We notice that velocities in the three models (SCPP1, SCPP2, and SCPP3) increase regularly with increasing solar radiation. However, SCPP3 model generates higher velocity mainly in the absence of solar radiation compared to the other two models (SCPP1

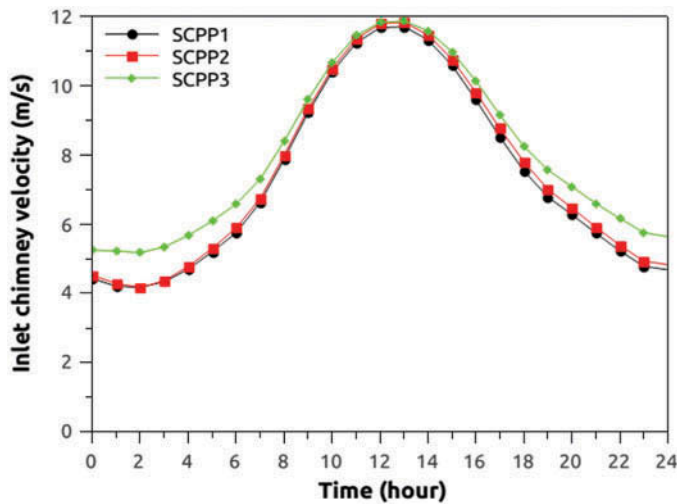


Figure 11. Mean flow velocity in the configurations without heat water storage.

and SCPP2) (Figure 11). The converging collector shape improves the flow velocity in the SCPP.

By adding a storage medium (water bed above the ground) to the three previous models, we get SCPP4, SCPP5, and SCPP6 configurations. The converging collector shape generates higher velocities compared to the other two models (SCPP4, SCPP5) (Figure 12). However, the extra use of the water storage medium improves significantly the velocity mainly during the period of low radiation or after sunset compared to the configurations without water bed storage.

As expected, energy production increases with solar irradiance increase in all configurations. However the maximum is obtained in systems with only the ground as storage medium (Figure 13). On the other hand, during night time, systems with the extra water bed storage (SCPP4, SCPP5, and SCPP6) produce more energy (Figure 14).

For the same geometrical configuration, system with extra heat storage media produces, on daily basis, more electrical energy too. Comparing configurations in which there is water

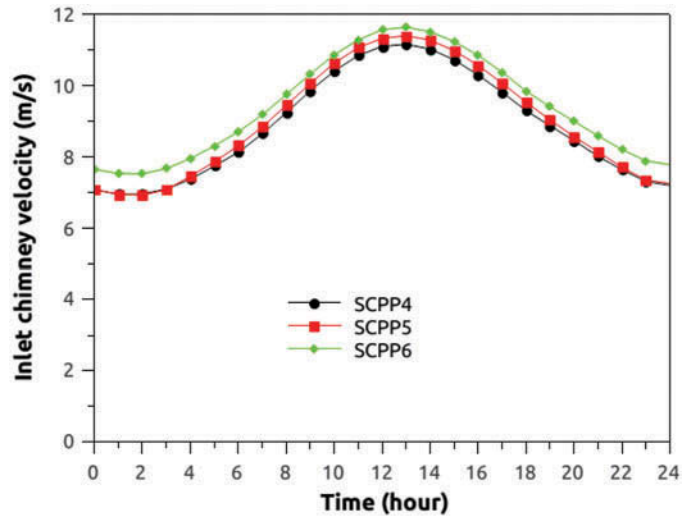


Figure 12. Mean flow velocity in the configurations with heat water storage.

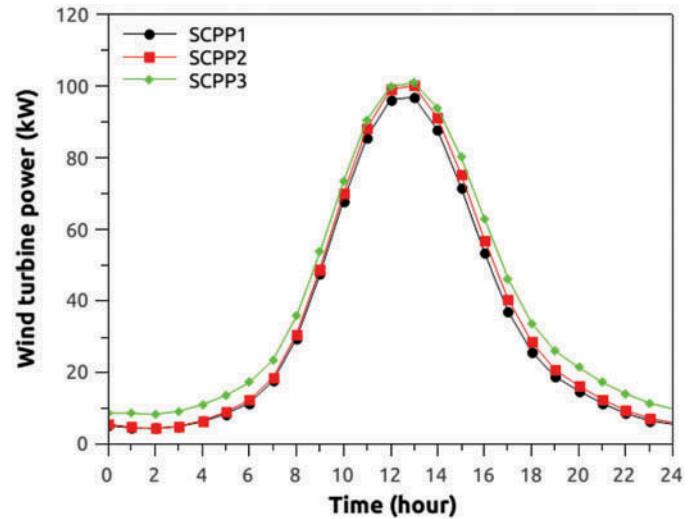


Figure 13. Daily power production for the configurations without extra heat storage.

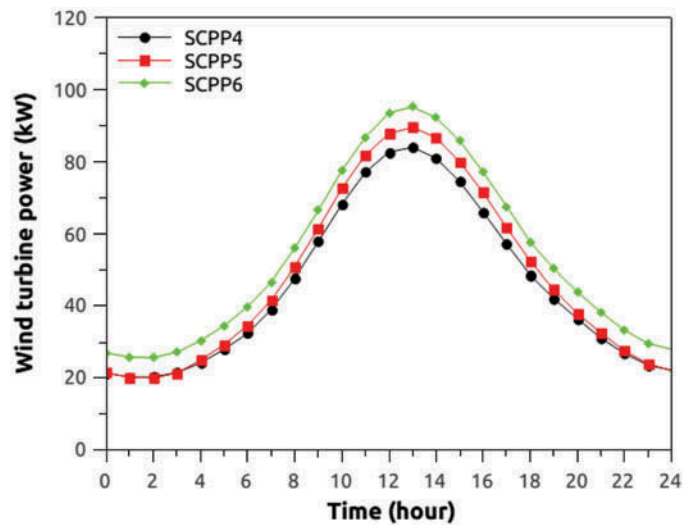


Figure 14. Daily power production for the configurations with water storage media.

bed heat storage, the one having a converging collector toward the chimney (SCPP6) performs better as far as energy production is concerned (Figure 14). The use of the water heat storage reduces the difference between the maximum and the minimum in the energy production. In delaying the use of part of the incident solar energy through absorption, the water bed storage makes solar chimney system perform much better on the average of the whole day. This delaying makes the system run more efficiently since it is used even during night time as well as the air inside the collector is at lower temperature so it loses less heat to the outside environment.

On the other hand, the convergent shape of the collector makes the SCPP increase the electrical power produced and of course, it is improved when adding a storage medium as in SCPP6 case.

The existence of a thermal gradient between the collector ground and the moving air makes the fluid in a non equilibrium state which causes entropy generation in the system. An optimal design criterion for thermal systems is the minimization of their entropy generation.

Considering this parameter, it appears that, during day time, configurations without extra heat storage generate more entropy locally but during night time configurations with extra heat storage generate more entropy locally (Figure 15 and Figure 16) although the differences are not that important. The same trend is noticed when we consider the global entropy generation (Figure 17 and Figure 18). On the other side, configurations with flat collector cover generate the lowest entropy and configurations with increasing collector cover height present the highest entropy generation. Results show that SCPPs which have soil and waterbed, as storage system generate less entropy than SCPPs with only soil as storage system for same geometrical configurations. The analysis results on the generation of entropy show that the SCPP6 model is, thermodynamically, the most convenient to maximize the kinetic energy of the flowing fluid.

Figures 19 and 20 show the instantaneous efficiency of the plant, calculated according to the following relation (Fei et al., 2011):

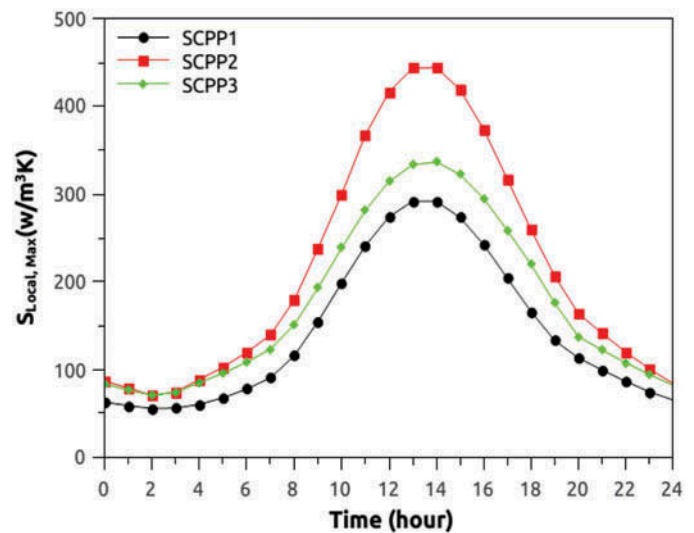


Figure 15. Local entropy generation maximum for configurations without extra heat storage.

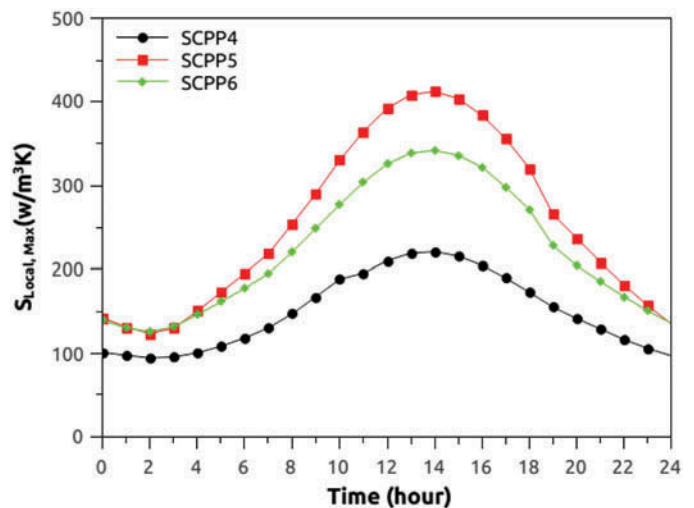


Figure 16. Local entropy generation maximum for configurations with extra heat storage.

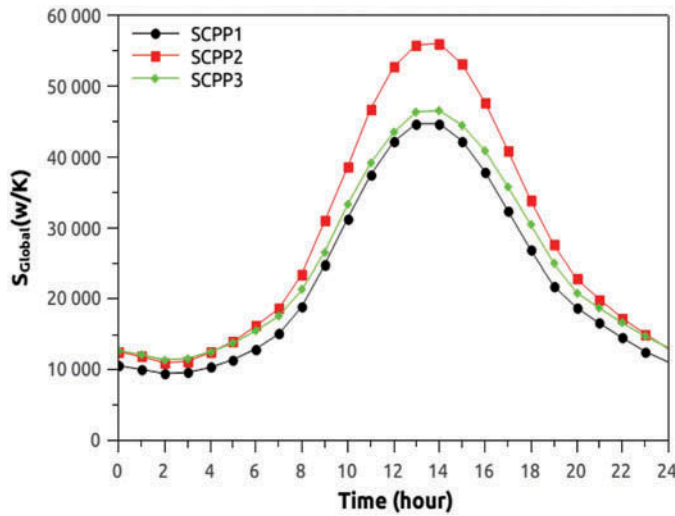


Figure 17. Global entropy generation for the model without water storage media.

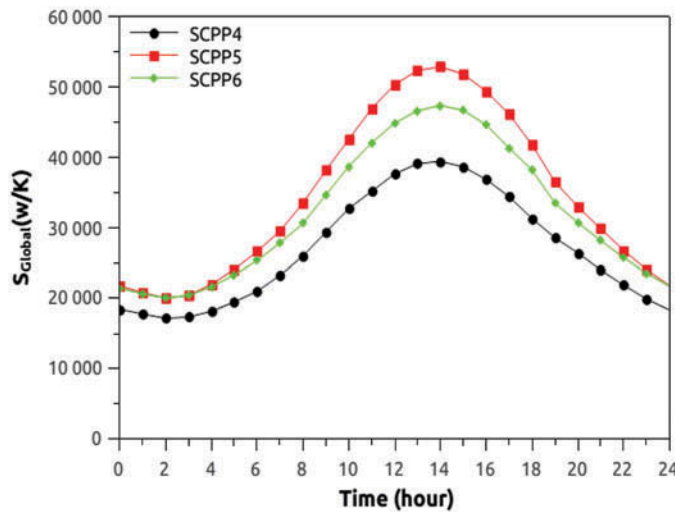


Figure 18. Global entropy generation for the model with water storage media.

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{P_{\text{ele}}}{I_G A_{\text{coll}}} \quad (13)$$

with I_G the solar irradiance and A_{coll} the collector area. Whether the SCPP is equipped with extra heat storage or without it, the configurations with converging collector are the most performing systems. The use of extra heat storage improves the efficiency of the system mainly after sunrise and before sunset. As a matter of fact, the best performance is obtained during that period and we can see the extra heat storage making full use of the conversion system. Knowing that the SCPP with extra heat storage produces more power compared to the one without water bed heat storage, during periods of off sunshine, globally the systems with extra heat storage are much more efficient. Moreover, the system with the canopy inclined toward to the center of the collector (SCPP6) gives the best performance.

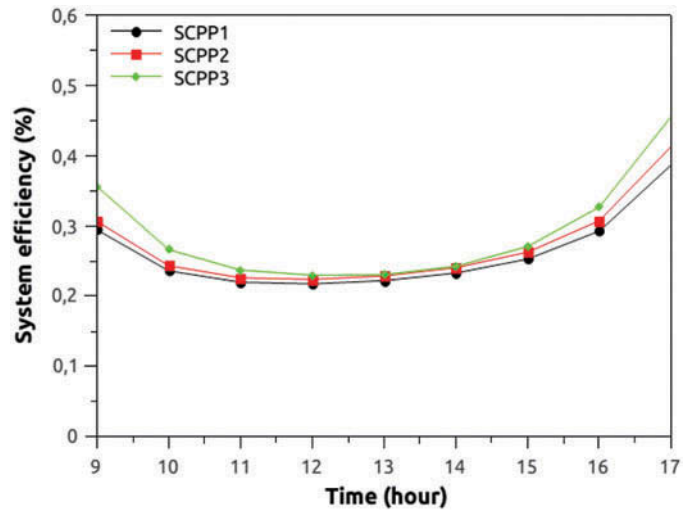


Figure 19. Instantaneous efficiency of the SCPP without water storage media.

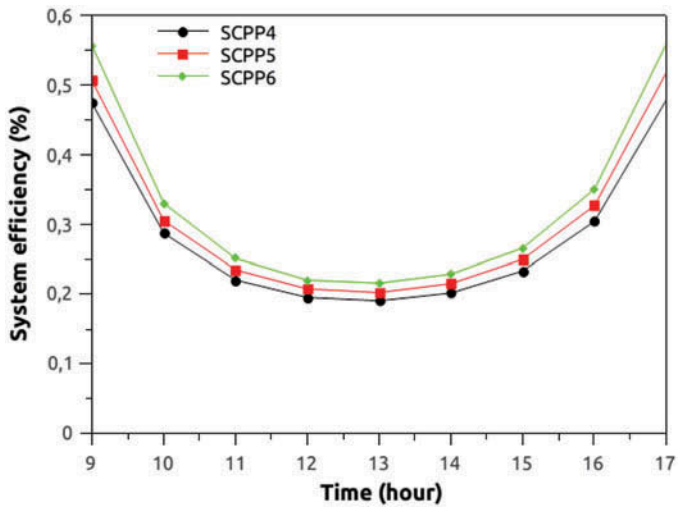


Figure 20. Instantaneous efficiency of the SCPP with water storage.

6. Conclusion

Numerical simulation for solar chimney power plant was undertaken under Saturne code coupled to Syrthes code with the objective of improving the performance of the system. Different configurations of the collector i.e. converging flow, diverging flow and parallel flow were considered. The evaluation through some parameters such as flow speed, power developed by the system or entropy generated showed that the configuration with converging flow toward the collector center gave the best performance and this was confirmed by the efficiency results.

In order to improve the efficiency and to assure continuity in the energy production, a heat storage medium was added. The extra heat storage made a better use of the energy collected by extending its transmission to the flowing air and this improved the power produced after sunset and before sunrise in most configurations and mainly in the configuration with converging collector.

The results for the six models proposed in this study show that:

- The SCPPs can operate continuously throughout the day.
- The maximum speed of the flow is obtained at the plant which has only the ground for thermal storage (SCPP1, SCPP2, and SCPP3). However, after sunset, the value of the maximum velocity is developed in configurations with extra heat storage medium (SCPP4, SCPP5, and SCPP6).
- The generated electrical power during the day is more important in SCPP1, SCPP2, and SCPP3.
- The generated electrical power during night time is even more important in plants with an extra heat storage medium (SCPP4, SCPP5, and SCPP6).
- The entropy generation is larger in models with only ground as the storage system (SCPP1, SCPP2, and SCPP3).
- Entropy is reduced in models where the collector has a converging shape (SCPP3 and SCPP6).

Analysis of the results indicates that the SCPP with a converging collector and an extra heat storage medium (SCPP6) is the most performing system by considering different evaluation parameters and mostly the continuity in operation of the system and its efficiency during the whole day.

Nomenclature

A	Area (m^2)
c_p	Specific heat ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
D	Hydraulic diameter (m)
g	Gravitational acceleration ($m \cdot s^{-2}$)
Gr	Grashof number
H	Chimney height (m)
k	Turbulent kinetic energy ($J \cdot kg^{-1}$)
L	Length scale(m)
P	Pressure(Pa)
P_r	Prandtl number
Ra	Rayleigh number
Re	Reynolds number
T	Temperature(K)
t	Time (s)
\dot{s}	Entropy generation rate($W/m^3 \cdot K$)
S	Global entropy generation rate (W/K)
u, v and w	Velocity components ($m \cdot s^{-1}$)
U	Heat transfer coefficient ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

Greek symbols

λ	Thermal conductivity ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
ΔT	Temperature difference (K)
Δp	Pressure difference in the chimney (Pa)
α	Thermal diffusivity ($m^2 \cdot s^{-1}$)
ν	Kinematic viscosity ($m^2 \cdot s^{-1}$)
ε	Turbulent dissipation rate ($m^2 \cdot s^{-3}$)
μ	Dynamic viscosity ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)

β	Thermal expansion coefficient (K^{-1})
ϕ	Energy dissipation (W)
η	Efficiency

Subscripts

b	Ground
c	Cold
elec	Electric
h	Hot
gen	Generation
max	Maximum
t	Turbulent
tour	Tower
tot	Total
w	Water
∞	Environment

References

- Abbassi, H., M. Magherbi, and A. B. Brahim. 2003. Entropy generation in Poiseuille–Benard channel flow. *International Journal of Thermal Science* 42:1081–8.
- Atit, K. 2012. Mathematical modeling of sloped solar chimney power plants. *Energy* 47:582–9.
- Atit, K., and C. Tawit. 2009. A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. *Solar Energy* 83:2136–43.
- Atit, K., and C. Tawit. 2009. Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance. *Solar Energy* 83:1764–71.
- Atit, K. 2013. Comparison of conventional solar chimney power plants and sloped solar chimney power plants using second law analysis. *Solar Energy* 98:78–84.
- Bejan, A. 1996. *Entropy generation minimization*. Boca Raton: CRC.
- Bejan, A. 1996. Entropy minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *Journal of Applied of Physics* 79:1191–218.
- Bernardes, M. A. S., Theodor W. Von Backstrom, and Detlev G. Kroger. 2009. Analysis of some available heat transfer coefficients applicable to solar chimney power plant collectors. *Solar Energy* 83:264–75.
- Bernardes, M. A. S., and Theodor W. von Backstrom. 2010. Evaluation of operational control strategies applicable to solar chimney power plants. *Solar Energy* 84:277–88.
- Capderou, M. 1988. Atlas solaire de l'Algérie. *Office des Publications Universitaires. Algiers*.
- Chergui, T., H. Boualit, A. Bouhdjar and S. Larbi. 2012. Entropy generation analysis of the solar chimney power plant. World Renewable Energy Forum, Denver, USA.
- Chergui, T., S. Larbi, and A. Bouhdjar. 2011. Modeling and simulation of solar chimney power plant performances in southern region of algeria. *4th International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization (ICMSAO)*.1–5, doi:10.1109/ICMSAO.2011.5775509. IEEE Conference Publications.
- Chiemeka, O. Okoye, and U. Atikol. 2014. A parametric study on the feasibility of solar chimney power plants in North Cyprus conditions. *Energy Conversion and Management* 80:178–187.
- Demirel, Y., and R. Kahraman. 1999. Entropy generation in a rectangular packed duct with wall heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42:2337–44.
- Fei, C., H. Li, L. Zhao, T. Bao, and L. Guo. 2013. Design and simulation of the solar chimney power plants with TRNSYS. *Solar Energy* 98:23–33.
- Fei, C., L. Zhao, and L. Guo. 2011. Simulation of a sloped solar chimney power plant in Lanzhou. *Energy Conversion and Management* 52:2360–66.
- Gholamalizadeh, E., and S. H. Mansouri. 2013. A comprehensive approach to design and improve a solar chimney power plant: A special case–Kerman project. *Applied Energy* 102:975–82.

- Haaf, W., K. Friederich, G. Mayer, and J. Schlaich. 1984. Solar chimneys, Part I: Principle and construction of the pilot plant in Manzanares. *International Journal of Solar Energy* 2 (1):3–20.
- Haaf, W. 1983. Solar chimneys—part II: preliminary test result from Manzanares pilot plant. *International Journal of Solar Energy* 2(2):141–61.
- Hermann, F. Fasel, F. Meng, E. Shams, and A. Gross. 2013. CFD analysis for solar chimney power plants. *Solar Energy* 98:12–22.
- Hurtado, F. J., A. S. Kaiser, and B. Zamora. 2012. Evaluation of the influence of soil thermal inertia on the performance of a solar chimney power plant. *Energy* 47:213–24.
- Jing-yin, L., P.-H. Guo, and Y. Wang. 2012. Effects of collector radius and chimney height on power output of a solar chimney power plant with turbines. *Renewable Energy* 47:21–28.
- Kasaeian, A. B., E. Heidari, and Sh. Nasiri Vatan. 2011. Experimental investigation of climatic effects on the efficiency of a solar chimney pilot power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15:5202–6.
- Larbi, S., A. Bouhdjar, and T. Chergui. 2010. Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14:470–7.
- Lorente, S., A. Koonsrisuk, and A. Bejan. 2010. Constructural distribution of solar chimney power plants: few large and many small. *International Journal of Green Energy* 7:577–92.
- Mahmud, S., and R. A. Fraser. 2003. The second law analysis in fundamental convective heat transfer problems. *International Journal of Thermal Science* 42:177–86.
- Mahmud, S., and R. A. Fraser. 2002. Thermodynamic analysis of flow and heat transfer inside channel with two parallel plates. *Exergy, International Journal* 2:140–6.
- Maia, C. B., J. O. Castro Silva, L. Cabezas-Gómez, S. M. Hanriot, and A. G. Ferreira. 2013. *Energy and exergy analysis of the airflow inside a solar chimney*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27:350–61.
- Mukherjee, P., G. Biswas, and P. K. Nag. 1987. Second-law analysis of heat transfer in swirling flow through a cylindrical duct. *ASME Journal of Heat Transfer* 2:308–13.
- Ninic, N. 2006. Available energy of the air in solar chimneys and the possibility of its ground-level concentration. *Solar Energy* 80:804–11.
- Sahin, A. Z. 2002. Entropy generation and pumping power in a turbulent fluid flow through a smooth pipe subjected to constant heat flux. *Exergy, International Journal* 2:314–21.
- Sahin, A. Z. 1998. A second law comparison for optimum shape of duct subjected to constant wall temperature and laminar flow. *Heat and Mass Transfer* 33:425–30.
- Sahin, A. Z. 1999. Effect of variable viscosity on the entropy generation and pumping power in a laminar fluid flow through a duct subjected to constant heat flux. *Heat and Mass Transfer* 35:499–506.
- Sahin, A. Z. 2000. Entropy generation in turbulent liquid flow through a smooth duct subjected to constant wall temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43:1469–78.
- Sahin, A. Z. 1998. Second law analysis of laminar viscous flow through a duct subjected to constant wall temperature. *ASME Journal of Heat Transfer* 120:76–83.
- Sandeep, K. P., D. Prasad, and M. R. Ahmed. 2014. Computational studies on the effect of geometric parameters on the performance of a solar chimney power plant. *Energy Conversion and Management* 77:424–31.
- Shadi, K., N. Wajih, and S. Ajib. 2013. Experimental investigation of the solar collector temperature field of a sloped solar updraft power plant prototype. *Solar Energy* 98:70–7.
- Sharma, S. D., H. Kotani, Y. Kaneko, T. Yamanaka, and K. Sagara 2007. Design, development of a solar chimney with Built-In latent heat storage material for natural ventilation. *International Journal of Green Energy* 4:313–24.
- Shuja, S. Z., B. S. Yilbas, and M. O. Budair. 2001. Local entropy generation in an impinging jet: minimum entropy concept evaluating various turbulence models. *Computation Methods in Applied Mechanics and Engineering* 190:3623–44.
- Shuja, S. Z., B. S. Yilbas, M. O. Iqbal, and M. O. Budair. 2001. Flow through a protruding bluff body—heat and irreversibility analysis. *Exergy, International Journal* 1:209–15.
- Shuja, S. Z., B. S. Yilbas, and M. Rashid. 2003. Confined swirling jet impingement onto an adiabatic wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46:2947–55.
- ShShuja, S. Z. and B. S. Yilbas. 2001. A laminar swirling jet impingement onto an adiabatic wall: effect of inlet velocity profiles. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow* 11:237–54.
- Tingzhen, M., X. Wang, R. Kiesgen de Richter, W. Liu, T. Wu, and Y. Pan. 2012. Numerical analysis on the influence of ambient crosswind on the performance of solar updraft power plant system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16:5567–83.
- Wilfried, B. K. 2013. An integrated computer model of a solar updraft power plant. *Advances in Engineering Software* 62, 63:33–38.
- Yilbas, B. S., S. Z. Shuja, and M. O. Budair. 1999. Second law analysis of a swirling flow in a circular duct with restriction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42:4027–41.