

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études d'ingénieurs

Thème

***Contribution à l'Etude d'un Système
de Ventilation Passive à base
de Cheminée Solaire***

Présenté par :

- HAMDAD Hichem
- KESSOURI Abdelkader

Proposé et Dirigé par :

Prof. S. LARBI

Promotion : juin 2012

ملخص: إن العمل المقدم في هذه المذكرة يتعلق بدراسة نظام التهوية السلبية التي تعتمد على المدخنة الشمسية، و الذي يتمثل في تحديد توزيع الحرارة على طرف جدار الحائط المخزن و على طول تسرب الهواء عبر المدخنة و كذلك خصائص الهواء المكيف.

و لقد اختيرت منطقة أدرار نظرا للخصائص الطاقوية التي تتميز بها مقارنة مع المناطق الجزائرية الأخرى، زيادة على ذلك وجود بنك للمعلومات خاص بدرجات الحرارة و الإشعاعات السنوية. إن دراسة الخصائص الطاقوية للمدخنة الشمسية تعتمد على بعض العوامل الهندسية و البيئية مثل الإشعاعات الشمسية ومساحة سطح دخول و خروج الهواء من المدخنة، و طول الحائط الماص و كذلك حرارة المحيط. إن النتائج المتحصل عليها برهنت على أن للإشعاع الشمسي دورا هاما في تحديد الخصائص الطاقوية للمدخنة الشمسية و قد وجد تطابق بين نتائج أبحاث سابقة و النتائج المتحصل عليها.

الكلمات المفتاحية : التهوية السلبية؛ المدخنة الشمسية؛ تحليل الكفاءات الطاقوية؛ منطقة أدرار.

Résumé : Le travail présenté dans ce mémoire, est relatif à l'étude d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire. Il consiste en la détermination des distributions de températures, sur la paroi du mur stockeur, le vitrage, et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée. Le débit massique d'air, ainsi que, la vitesse de sortie du fluide, le taux de renouvellement d'air et l'efficacité instantanée de la cheminée solaire ont également été déterminés. Le site d'Adrar a été choisi, compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays, ainsi que la banque de données relative à la température ambiante et au rayonnement annuel dans cette région. Les performances énergétiques de la cheminée solaire ont été étudiées, en fonction de certains paramètres géométriques et environnementaux, tels que le rayonnement solaire incident, la taille de la surface d'entrée et de sortie d'air de la cheminée, la longueur du mur absorbeur et la température ambiante. Les résultats obtenus ont montré que, le rayonnement solaire incident a un rôle primordial sur les performances énergétiques de la cheminée solaire. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux de la littérature. Un très bon accord a été observé entre les différents résultats.

Mots clés : Système passif, Cheminée solaire ; Analyse de performances ; Site d'Adrar.

Abstract: The work presented in this study is related to an energy system analysis based on passive cooling system. It consists in the determination of the temperature distributions of the wall, the glazing, and along the airflow in the chimney. The air mass flow rate and fluid outlet, the air change rate and the instantaneous efficiency of the solar chimney were also determined. ADRAR site located in the southern region of Algeria is chosen for this study according to ambient temperature and solar irradiance technical data availability. The energy performance of solar chimney have been studied as a function of some geometrical parameters and environmental; such as solar radiation, the size of the input surface and air outlet of the chimney, the wall length and absorber room temperature. The results obtained showed that the incident solar radiation has a crucial role on the energy performance of the solar chimney. Obtained results are compared to those of the literature. Good agreement is observed between the different results.

Keywords: Passive system; Solar chimney; Performance analysis; Adrar site.

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à remercier dieu, pour nous avoir donné le courage et l'énergie afin de pouvoir mettre au point ce travail.

*Nous tenons à dire notre reconnaissance envers notre Directeur de recherche, Monsieur **Salah LARBI**, Professeur à l'E.N.P., pour avoir accepté de diriger notre mémoire de fin d'études. C'est grâce à ses conseils et à ses remarques, toujours pertinents ; à sa grande modestie ; à son amour pour la recherche et surtout à sa disponibilité que nous avons pu mener à terme notre travail de recherche et le soutenir publiquement dans les délais.*

Nous aimerions aussi remercier Messieurs les membres du jury: M. B. Benkoussas, Président, Maître de Conférence, E.N.P., M. M.T.Attouchi, Examineur, Maître Assistant, E.N.P., et Mme. W. Bendaikha, Invité, Maître de Recherche, CDER., pour avoir accepté d'évaluer notre mémoire et nous faire part de leurs remarques, qui contribueront certainement au perfectionnement de ce modeste travail.

Nos remerciements vont également à l'ensemble des enseignants de l'école polytechnique d'El Harrach ainsi qu'au

staff administratif. C'est grâce à leurs efforts conjugués que notre cursus universitaire s'est passé dans les meilleures conditions possibles.

Nous remercions enfin tous ceux et toutes celles qui, de près ou de loin, nous ont encouragés et aidés afin que ce travail voit le jour.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mes très chers parents, qui m'ont toujours soutenu, encouragé, orienté et qui tant sacrifié pour que j'atteins les sommets du savoir et pour que je décroche les plus hauts diplômes universitaires ;

A mes sœurs et mon frère, qui n'ont épargné aucun effort pour me soutenir;

A mes oncles et mes tantes;

A mes amis fidèles, Mohamed, Smail, Younes, Noui, Riad, Youcef, Kamel, Lotfi, Bachir, Yacine, Walid, Bilel, Djamel, Imene, Radia, Lilia, Lydia;

A mon ami et collaborateur Hichem Hamdad;

A tous mes camarades de la 5^{ème} année Génie Mécanique;

Et à tous mes amis polytechniciens.

Abdelkader

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mes parents qui m'ont toujours soutenu et qui tant sacrifié pour que leurs enfants atteignent les sommets du savoir et décrochent les plus hauts diplômes universitaires ;

A mes frères et sœurs, mes plus grands modèles car tous diplômés de l'université, qui n'ont épargné aucun effort pour me soutenir;

A mes neveux bien aimés, Anis, Racim et Rami;

A mes amis fidèles, Abdelhak, Adalane, Abderazak, Amir, Reda, Youcef, Hakim, Bilel, Djamel, Takiadin, Houcine;

A mon ami et collaborateur Abdelkader Kessouri;

A tous mes camarades de la 5^{ème} année Mécanique.

Hichem

Sommaire

Sommaire

Introduction Générale	2
------------------------------------	---

Chapitre I

Aperçu sur l'Energie Solaire

I.1. Introduction.....	6
I.2. L'Energie Solaire	6
I.2.1. Solaire Photovoltaïque	6
I.2.2. Solaire Thermique	7
I.3. Potentiel énergétique de l'énergie solaire	8
I.3.1. Gisement solaire en Algérie	8
I.3.2. Le rayonnement solaire	9
I.3.3. Caractéristiques spécifiques de l'énergie solaire.....	9
I.4. Méthode de calcul du rayonnement solaire.....	10
I.5. Instruments de mesure du rayonnement solaire	14

Chapitre II

Généralités sur les Systèmes de Ventilation Passive

II.1. Introduction.....	18
II.2. Description des systèmes passifs de ventilation	19
II.3. Différentes stratégies de ventilation naturelle	20
II.3.1. Ventilation à simple exposition.....	20
II.3.2. Ventilation traversante	20
II.3.3. Ventilation naturelle par équilibrage de conduits	21
II.3.4. Echangeur air-sol	21
II.3.5. Ventilation naturelle assistée par énergie solaire.....	23
II.3.5.1. Ventilation à base d'une Cheminée solaire.....	23

II.3.6. Façades à double peau.....	24
II.3.7. Rafraîchissement par ventilation nocturne.....	25
II.3.8. Rafraîchissement par évaporation.....	25
II.3.9. Plancher rafraîchissant.....	25
II.3.10. Plafond rafraîchissant.....	26

Chapitre III

Différents Modes de Transferts Thermiques

III.1. Introduction.....	28
III.2. Différents modes de transferts thermiques.....	28
III.2.1. Conduction.....	29
III.2.1.1. Définitions.....	29
III.2.1.2. Flux de chaleur.....	30
III.2.1.3. Densité de flux de chaleur.....	30
III.2.1.4. Loi de Fourier.....	30
III.2.2. Convection.....	31
III.2.2.1. Définitions.....	31
III.2.2.2. Convection naturelle.....	32
III.2.2.3. Convection forcée.....	32
III.2.2.4. Loi de Newton.....	33
III.2.3. Rayonnement.....	33
III.2.3.1. Définitions.....	33
III.3. Rappels sur les nombres sans dimensions.....	35
III.3.1. Nombre de Reynolds.....	35
III.3.2. Nombre de Prandtl.....	36
III.3.3. Nombre de Peclet.....	36
III.3.4. Nombre de Grashof.....	37
III.3.5. Nombre de Froude.....	37

III.3.6. Nombre de Rayleigh	38
III.3.7. Nombre de Nusselt	38
III.4. Régimes d'écoulements	39
III.4.1. Ecoulement laminaire	39
III.4.2. Ecoulement turbulent.....	39
III.5. Couche limite.....	40

Chapitre IV

Modèle Mathématique Utilisé

IV.1. Introduction	43
IV.2. Objectif.....	44
IV.3. Modèles, physique et mathématique	44
IV.3.1. Modèle physique	44
IV.3.2. Modèle Mathématique.....	45
IV.3.2.1. Bilan thermique sur le vitrage	46
VI.3.2.2. Bilan énergétique le long du canal d'air	48
IV.3.2.3. Bilan énergétique sur l'absorbeur	51
IV.4. Paramètres caractéristiques de la cheminée solaire	51
IV.4.1. Distributions de températures sur l'absorbeur, le vitrage et le long du canal d'air	51
IV.4.2. Débit massique d'air a travers la cheminée.....	52
IV.4.3. Efficacité instantanée.....	52
IV.4.4. Taux de renouvellement d'air(ACH).....	53

Chapitre V

Résolution Numérique

V.1. Introduction	55
V.2. Système d'équations linéaires	56
V.3. Méthodes de résolutions de systèmes linéaires	56

V.3.1. Méthodes directes	56
V.3.2. Méthodes itératives	57
V.4. Méthodes itératives de résolutions des systèmes linéaires	57
V.4.1. Méthode de Jacobi	57
V.4.1.1. Algorithme	58
V.4.1.2. Erreur	59
V.4.2. Méthode Gauss- Seidel	59
V.4.2.1. Algorithme	59
V.4.2.2. Variante.....	61
V.4.2.3. Erreur	61
V.4.3. Méthode de sur-relaxation (SOR).....	61
V.4.3.1. Variante.....	63
V.4.3.2. Erreur	63
V.5. Convergence des méthodes itératives.....	63
V.5.1. Résidu	64
V.6. Méthode de surrelaxation symétrique (SSOR).....	64
V.7. Détails de calcul	64
V.7.1. Organigramme de calcul	65

Chapitre VI

Résultats et Discussions

VI.1. Introduction	68
VI.2. Comparaison entre nos résultats et ceux de la littérature	69
VI.3. Effets de certains paramètres sur les performances énergétiques de la cheminée	74
VI.3.1. Effet du changement de la longueur du mur absorbeur.....	74
VI.3.2. Influence du rayonnement solaire incident.....	78
VI.3.3. Influence des surfaces d'entrée/sortie du fluide	80
VI.3.4. Influence de la température ambiante.....	84

VI.4. Application au site d'ADRAR.....	88
VI.4.1. Variation de la température ambiante et du rayonnement solaire annuels	88
VI.4.2. Variation des températures moyennes annuelles.....	88
VI.4.3. Variation de l'efficacité instantanée annuelle	89
VI.4.4. Variation de la vitesse de sortie et du débit massique	90
Conclusion.....	92
Références bibliographiques.....	95

Nomenclature

NOMENCLATURE

A_0, A_i : Sections de sortie et d'entrée du canal de circulation d'air [m^2]

A_r : Rapport de A_0/A_i

ACH : Taux de renouvellement d'air

ASHARAE : American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

C_d : Coefficient de décharge du canal d'air

C_p : Chaleur spécifique à pression constante [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

D : Dimension caractéristique de la conduite

d : Distance entre le mur et le vitrage [m]

g : Gravité [$m.s^{-2}$]

H : Rayonnement solaire incident sur la surface verticale [$W.m^{-2}$]

h : Coefficient d'échange convectif [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_g : Coefficient d'échange convectif entre le vitrage et le canal d'air [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_{rwg} : Coefficient d'échange radiatif entre le mur et le vitrage [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_w : Coefficient d'échange convectif entre le mur et le canal d'air [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_{Wind} : Coefficient d'échange convectif entre le milieu ambiant et le vitrage [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

NOMENCLATURE

h_i	: Coefficient d'échange convectif entre le mur et l'intérieur de la pièce [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
h_{rs}	: Coefficient d'échange radiatif entre le vitrage et le ciel [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
h_m	: Coefficient d'échange convectif moyen [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
K_f	: Conductivité thermique du fluide [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
K_{ins}	: Conductivité thermique du mur d'isolation [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
L	: Longueur du mur absorbeur [m]
\dot{m}	: Débit massique d'air [kg.s^{-1}]
R_{out}	: Densité de flux solaire [W/m^2]
S	: Surface d'échange [m^2]
S_1	: Rayonnement solaire absorbé par le vitrage [W.m^{-2}]
S_2	: Rayonnement solaire absorbé par le mur [W.m^{-2}]
Sc	: La constante solaire [$Sc=1367 \text{ W/m}^2$]
Q	: Quantité de chaleur [J]
q''	: Densité de flux de chaleur absorbé par le fluide [W.m^{-2}]
T	: Température [K]
T_a	: Température ambiante [K]
T_r	: Température de la chambre [K]
T_f	: Température moyenne d'air dans le canal [K]

- $T_{f,i}$: Température d'entrée d'air dans le canal [K]
- $T_{f,0}$: Température de sortie d'air dans le canal [K]
- T_g : Température moyenne du vitrage [K]
- T_s : Température du ciel [K]
- T_w : Température moyenne du mur vertical [K]
- t : Temps [s]
- U : Vitesse moyenne du fluide [m/ s]
- U_b : Coefficient d'échange global du panneau isolant [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
- U_t : Coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
- V_w : Vitesse du vent [$m.S^{-1}$]
- W : Largeur du canal d'air [m]
- x : Coordonnée du point considéré [m]
- z : Taille d'ouverture inférieure de la cheminée [m]

Lettres grecques:

- δ : Déclinaison solaire
- φ : Latitude
- ω : Coefficient de sous- relaxation

α_1	: Absorptivité du vitrage
α_2	: Absorptivité du mur
β	: Coefficient de dilatation du fluide à pression constante [K ⁻¹]
β_f	: Coefficient d'expansion du fluide [K ⁻¹]
ε_g	: Emissivité du vitrage
ε_w	: Emissivité du mur
γ	: Constante dans l'approximation moyenne de la température
ΔT	: Ecart de température entre la paroi et le milieu ambiant [K]
λ	: Conductivité thermique [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ_f	: Viscosité dynamique du fluide [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν_f	: Viscosité cinématique du fluide [m ² .s ⁻¹]
ν	: Viscosité cinématique [m ² .s ⁻¹]
$\rho_{f,0}$: Masse volumique a T ₀ [Kg.m ⁻³]
ρ_f	: Masse volumique du fluide [Kg.m ⁻³]
τ	: Transmittivité du vitrage
τ^M	: Coefficient de transmissivité
η_i	: Efficacité instantanée de la cheminée solaire [%]

σ : Constante de Stefan Boltzman [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

Δw_{ins} : Epaisseur du mur isolant [m]

\emptyset : Flux de chaleur [W]

Nombres adimensionnels:

Fr : Nombre de Froude, $\text{Fr} = \frac{U^2}{gD}$

Gr : Nombre de Grashof, $\text{Gr} = \frac{g\beta_f(T_w - T_f)L^3}{\nu^2}$

N_u : Nombre de Nusselt, $N_u = \frac{h_f \cdot L}{\lambda_f}$

Pe : Nombre de Peclet, $\text{Pe} = \text{Re} \cdot \text{Pr} = \frac{\rho \cdot C_p \cdot U \cdot D}{\lambda}$

Pr : Nombre de Prandtl, $\text{Pr} = \frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{k_f}$

Ra : Nombre de Rayleigh, $\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}$

Re : Nombre de Reynolds, $\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$

Ri : Nombre de Richardson, $\text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2}$

Introduction Générale

Introduction Générale

L'histoire de l'habitation est en grande partie celle des sociétés humaines. Elle est directement liée à leur développement et à la complexité croissante de leur organisation. L'évolution des modes de vie conduit les individus à passer la plus grande partie de leur temps à l'intérieur des locaux : à la maison, à l'école, dans les bureaux, les transports, les magasins, les salles de spectacle, etc. Aussi, la qualité de l'air intérieur doit-elle satisfaire à des exigences de confort et de santé [1].

Il est bien évident que le confort thermique pendant la saison hivernale ne pourra être atteint sans chauffage préalable des locaux d'habitation. Les installations techniques de chauffage sont très gourmandes en énergie (gaz, mazout ou électricité), en particulier dans les pays froids. L'obtention d'une bonne qualité de l'air est également une condition de base pour garantir un climat intérieur sain et agréable. Les locaux d'habitation sont le siège de pollutions diverses (vapeur d'eau, fumée, poussières, odeurs de cuisson, etc.), il est nécessaire d'évacuer celles-ci en ventilant. On peut donc mettre en parallèle la problématique du chauffage et celle de la ventilation. Tant le chauffage que la ventilation doivent être réalisés de manière rationnelle sur le plan de l'énergie. Ce qui signifie, d'une part, limiter les besoins (en isolant thermiquement et en limitant la production de polluants) et, d'autre part, utiliser des systèmes de chauffage et de ventilation efficaces, qui consomment un minimum d'énergie [2].

Différentes études ont été menées sur cette question par les scientifiques [1]. Des systèmes innovants sont ainsi de plus en plus été proposés sur le marché par les constructeurs, avec différents modes de gestion du renouvellement d'air en vue de répondre à la fois aux préoccupations, du confort et de la santé des occupants, avec une réduction des consommations énergétiques.

Les énergies fossiles sont connues par leur caractère polluant pour l'atmosphère. Avec la consommation excessive de cette source d'énergie et la flambée du baril du pétrole, particulièrement cette dernière décennie, les chercheurs déploient des efforts considérables pour mettre au point de nouveaux systèmes énergétiques performants,

rentables, permettant de remédier au moins partiellement au déficit qui pèse sur les combustibles fossiles et la menace qui pèse sur leur épuisement. Les énergies renouvelables, constituent l'une de ces formes d'énergie alternatives.

Parmi les énergies dites renouvelables, dans lesquelles figurent, l'énergie éolienne, la biomasse, la géothermie, et le solaire, celle qui a pris le plus d'ampleur ces dernières années est l'énergie solaire. Ses applications ont permis de mettre au point des systèmes économiques en matière de consommation énergétique et de développer des techniques moins coûteuses et durables utilisant cette source d'énergie inépuisable par excellence.

De ce point de vue, la cheminée solaire se présente comme étant un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace. Elle apparaît comme une technologie très prometteuse, respectueuse de l'environnement. Elle consiste en un dispositif de ventilation d'air par convection naturelle. Elle est composée de vitrage, de mur absorbeur et d'un canal cheminée permettant l'évacuation d'air par gradient de densité. Le vitrage et le mur absorbeur, exposés au rayonnement solaire, créent un gradient de température responsable du mouvement d'air dans la cheminée. La différence principale entre le système de ventilation et le mur trombe réside essentiellement dans l'épaisseur de l'absorbeur, qui, dans le cas du mur trombe est importante car elle sera destinée au stockage thermique.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'analyse d'un système passif pour la ventilation de locaux d'habitation par utilisation d'énergie solaire via un système de cheminée solaire. Les performances énergétiques de ces cheminées en fonction des paramètres géométrique et environnementaux seront ainsi déterminées. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays ainsi que la banque de données relative à la température ambiante et au rayonnement, annuels dans cette région.

L'objectif consiste à déterminer les distributions de températures sur la paroi du mur, le vitrage, et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée ainsi que certains caractéristiques d'air ventilé.

Le travail présenté dans ce mémoire se compose de six chapitres:

- *Le premier chapitre est relatif à un aperçu sur l'énergie solaire, y sont l'énergie solaire sur sa base de potentiel énergétique, du rayonnement solaire au niveau du sol, et des flux : directes, diffus et total, ainsi que les techniques et les instruments de mesure du rayonnement solaire.*
- *Le second chapitre est relatif à un aperçu sur les systèmes passifs de ventilation. Nous nous intéressons surtout aux différentes stratégies de la ventilation naturelle.*
- *Le troisième chapitre concerne la description des différents modes de transferts thermiques (conduction, convection et rayonnement) ayant lieu dans les systèmes de ventilation passive. Les écoulements dans les conduites ainsi que les problèmes de couches limites seront abordés.*
- *Le quatrième chapitre, quant à lui, est relatif au modèle mathématique utilisé dans le cadre de notre étude. Dans ce dernier, notre travail consiste à présenter un modèle mathématique simple d'un problème de ventilation passive à base de cheminée solaire pour déterminer les distributions de températures sur la paroi du mur, le vitrage, et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée.*
- *Le cinquième chapitre est consacré à la description de la méthode numérique de résolution, y sont décrits la discrétisation du problème et la résolution des équations algébriques.*
- *Dans le chapitre six, seront présentés les résultats issus de la simulation numérique ainsi que les discussions de ces différents résultats.*
- *Enfin, une conclusion générale faisant la synthèse des résultats obtenus et des perspectives futures.*

Chapitre I
Aperçu sur l'Energie Solaire

Aperçu sur l'Energie Solaire

I.1. Introduction

Le Soleil est une étoile géante qui se compose de 74 % d'hydrogène, de 25 % d'hélium et d'une fraction d'éléments plus lourds. Il tire son énergie de réactions de fusion nucléaire qui transforment, en son noyau, l'hydrogène en hélium. Dans son état actuel, le cœur du Soleil transforme chaque seconde plus de quatre millions de tonnes de matière en énergie qui est transmise aux couches supérieures de l'astre et émise dans l'espace sous forme de rayonnement électromagnétique (lumière, rayonnement solaire) et de flux de particules (vent solaire). Environ $8,9 \times 10^{37}$ protons (noyaux d'hydrogène) sont convertis en hélium chaque seconde, libérant l'énergie à raison de 4,26 millions de tonnes de matière consommées par seconde, produisant (383×10^{24} joules) par seconde [3].

I.2. L'Energie Solaire

L'énergie solaire est l'énergie que dispense le soleil dans son rayonnement, direct ou diffus. Sur Terre, grâce à divers procédés, l'énergie solaire peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse. Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité ou l'énergie thermique obtenue à partir de cette dernière.

I.2.1. Solaire Photovoltaïque

L'énergie solaire photovoltaïque désigne l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire en électricité en utilisant des cellules photovoltaïques. La figure I.1 montre le schéma d'une installation photovoltaïque.

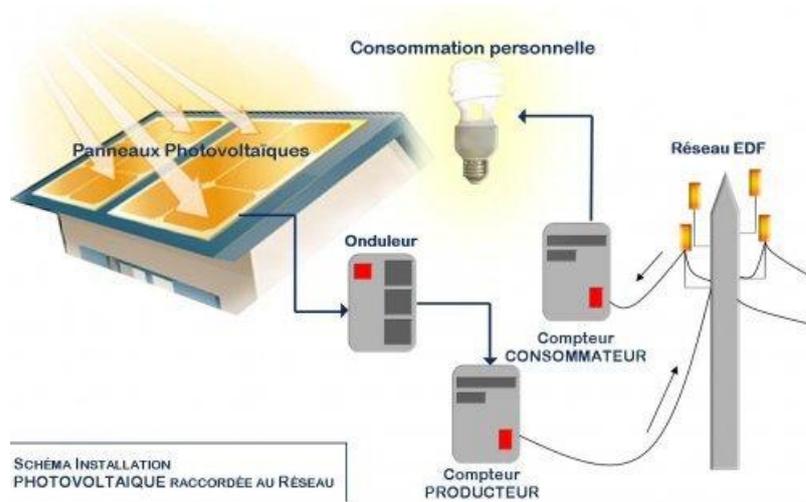


Figure (I.1): Schéma d'une installation photovoltaïque.

I.2.2. Solaire Thermique

Le solaire thermique consiste à utiliser le rayonnement solaire en le transformant en énergie thermique. On peut citer : les centrales solaires thermodynamiques (à basse et à haute températures), chauffe-eau et chauffages solaires, rafraîchissement solaire, cuisinières et séchoirs solaires.

La production de cette énergie peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) où indirectement (comme la production de la vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique). La figure I.2 montre le schéma d'une chauffe- eau thermique.

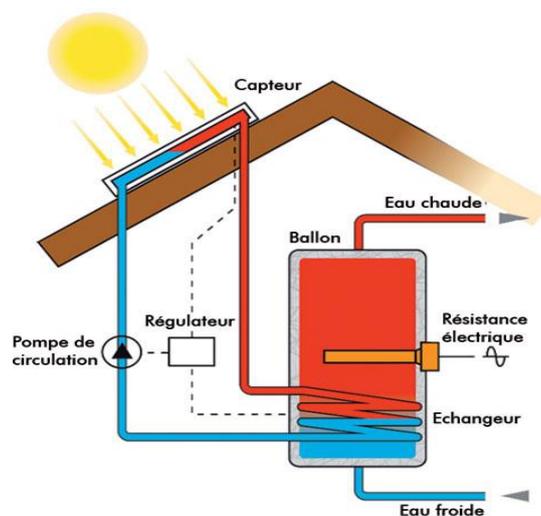


Figure (I.2): Schéma d'un chauffe-eau thermique.

I.3. Potentiel énergétique de l'énergie solaire

La quantité d'énergie reçue par la Terre est considérable. Chaque année, environ 1.070.000 pétawatts-heures (PWh, soit 10^{15} Wh) d'énergie est reçue par la Terre, soit plus de 8.000 fois la consommation énergétique mondiale annuelle (133 PWh en 2005). Exploiter seulement 0,01% de cette énergie suffirait à couvrir les besoins énergétiques de la planète [4].

I.3.1. Gisement solaire en Algérie:

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire.

L'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde, La durée d'insolation sur la quasi totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara).

L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m^2 est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de $1700\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Nord et $2263\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Sud du pays.

La figure (I.3) représente les différentes zones énergétiques de l'Algérie.

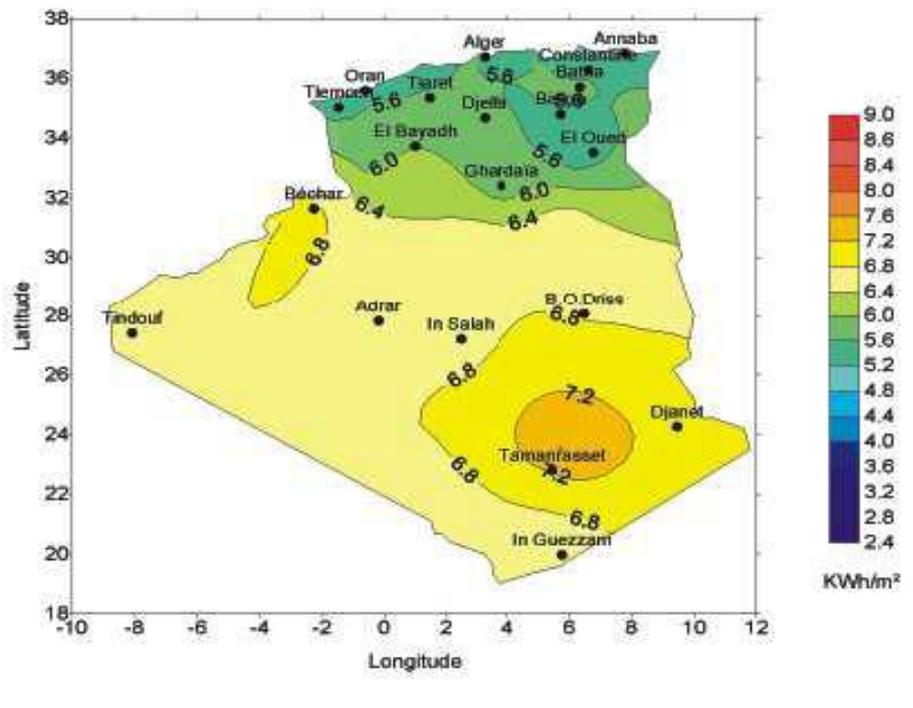


Figure (I.3): les différentes zones énergétiques de l'Algérie.

I.3.2. Le rayonnement solaire

L'énergie du rayonnement solaire est du type électromagnétique avec des longueurs d'onde s'étalant de l'ultraviolet à l'infrarouge. Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère terrestre (nuages, aérosols, vapeur d'eau et polluant divers).

I.3.3. Caractéristiques spécifiques de l'énergie solaire

Certaines particularités de l'énergie solaire doivent être prises en compte pour optimiser son utilisation, les principales caractéristiques sont la dilution et l'intermittence.

***La dilution:** L'énergie du rayonnement solaire est un niveau d'énergie relativement réduit c'est ce qui est désigné connu sous le nom de dilution. La dilution nécessite l'utilisation d'une surface importante de captation pour obtenir des puissances élevées ou bien de prévoir une concentration des rayons solaires pour obtenir des températures élevées.

***L'intermittence:** L'intermittence du rayonnement solaire est l'autre caractéristique spécifique de l'énergie solaire ainsi que sa variation journalière et même suivant l'année. En effet, l'énergie solaire est asservie aux conditions météorologiques. Dans les régions à

climat tempéré, le problème de l'intermittence est difficile à résoudre. Une solution, souvent employée, est d'envisager des stockages d'importances très variables suivant les applications envisagées. A titre d'exemple, il est nécessaire de prévoir un stockage quotidien pour l'utiliser durant la nuit, de même, prévoir le stockage nébuleux qui correspond à des passages nuageux accidentels.

Le rayonnement diffus des jours à forte nébulosité peut représenter 10 à 15 % du rayonnement solaire arrivant au sol en provenance de toute la voûte céleste. Il est sans orientation particulière, et, il est donc impossible de le concentrer au moyen de lentilles optiques.

I.4. Méthode de calcul du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire peut être réfléchi, diffusé, absorbé ou direct :

- **Réfléchi** par la surface terrestre, c'est-à-dire renvoyé dans une direction privilégiée. Lorsque le rayonnement réfléchi par la surface l'est dans une seule et même direction, la réflexion est dite spéculaire. La réflexion spéculaire se produit uniquement sur des surfaces lisses, dont les aspérités ont une taille inférieure à la longueur d'onde du rayonnement incident. Le sol réfléchi plutôt le rayonnement de manière anisotrope.
- **Diffusé**, c'est-à-dire renvoyé dans toutes les directions. Le phénomène de diffusion se produit dans un milieu contenant de fines particules ou des molécules et dépend fortement de la taille des particules considérées. Par exemple, l'influence des molécules est plus intense pour les courtes longueurs d'onde (bleu) que pour les grandes (rouge), en raison de la loi de diffusion de Rayleigh en λ^{-4} , où λ est la longueur d'onde. C'est la raison pour laquelle la voûte céleste apparaît en général bleue et le Soleil couchant rougeâtre (les rayonnements violet et bleu ayant été diffusés). Les molécules diffusent la lumière dans toutes les directions. Cependant, deux directions sont privilégiées: la diffusion avant et la diffusion arrière. Pour les particules les plus grosses (cas des gouttelettes de nuages), la diffusion se fait majoritairement en avant.
- **Absorbé** par les composants gazeux de l'atmosphère. Cette absorption est dite sélective, car elle s'opère pour des valeurs de longueur d'onde bien précises. Elle est

due essentiellement à la vapeur d'eau, à l'ozone, au dioxyde de carbone et, à un degré moindre, à l'oxygène.

- **Rayonnement solaire direct**, c'est celui qui arrive au sol sans avoir subi de diffusion. La composante du rayonnement solaire direct reçu à la surface terrestre est montrée sur la figure (I.3). Ce rayonnement s'éloigne de façon notable des autres rayonnements, atteignant la limite supérieure de l'atmosphère, en particulier du fait de l'absorption par les constituants gazeux de l'atmosphère. Dans certaines bandes de longueur d'onde, le rayonnement est atténué ou même annulé. Les principales bandes d'absorption sont dues à l'ozone entre 0,2 et 0,3 μm (dans le domaine ultraviolet), au dioxyde de carbone autour de 2,75 μm et 4,25 μm , mais surtout à la vapeur d'eau dont l'absorption est prépondérante (en particulier autour de 0,9 μm , de 1,1 μm , de 1,4 μm , de 1,9 μm , de 2,4 à 2,9 μm et de 3 à 4 μm) et qui module principalement l'allure du spectre solaire reçu au sol.

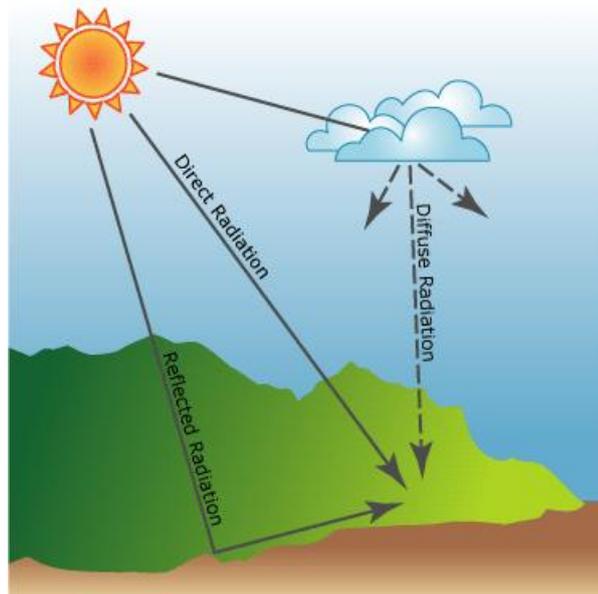


Figure (I.4): Schéma représentant les composantes du rayonnement solaire

Le rayonnement global, somme de ces trois composantes, est déterminé par trois groupes de facteurs :

- Les relations géométriques entre le soleil et la surface de la terre ;
- L'atténuation due à la traversée de l'atmosphère ;

-Les facteurs topographiques.

Des formules astronomiques permettent de calculer les relations géométriques entre le soleil et la terre en fonction de la localisation et du moment. Le facteur d'atténuation atmosphérique est conditionné par la présence de gaz, et de particules solides ou liquides, qui sont fonction de l'épaisseur de l'atmosphère et donc de l'altitude. Les facteurs topographiques induisent de fortes variations à l'échelle locale du fait des variations de pente et d'exposition, qui modifient l'angle d'incidence du rayonnement solaire. L'atténuation par les nuages de façon séparée, est prise en considération permettant le calcul du rayonnement sous ciel clair ou sous ciel nuageux, et éventuellement d'intégrer différentes sources de couverture nuageuse. Des relations empiriques basées sur des mesures de terrain sont utilisées [5] (Kasten and Czeplak, 1980).

***Géométrie entre le soleil et la terre**

La position du soleil dans le ciel est fonction de l'heure et de la latitude. Au début du calcul une grille avec des valeurs de latitude est générée pour chaque pixel, permettant par la suite l'utilisation de la latitude comme variable.

La position du soleil est définie par deux angles caractérisant l'altitude et l'azimut solaire. Elle est donnée par l'expression :

$$\sin \alpha = \sin \varphi * \sin \delta + \cos \varphi * \cos \eta * \cos \delta \quad (1.1)$$

Avec : φ , la latitude pour chaque cellule.

η , étant l'heure solaire.

δ , la déclinaison solaire, qui varie en fonction du jour julien, J, donnée par :

$$\delta = 23.45 * \sin (360 (284 + J) / 365) \quad (1.2)$$

L'azimut solaire (β) est l'angle entre le soleil et le nord. Il est donné par la formule d'Oke:

$$\cos \beta = (\sin \delta * \cos \varphi - \cos \delta * \sin \varphi * \cos \eta) / \cos \alpha \quad (1.3)$$

***Caractéristiques du flux solaire**

Le flux solaire à la sortie de l'atmosphère (R_{out} , W/m^2) est déterminé par le modèle de Kreith and Kreider [5]. Le flux solaire est fonction de la constante solaire Sc (valeur utilisée fournie par le World Radiation Center, $1367 W/m^2$), et le jour de l'année (J). Il est donné par l'expression :

$$R_{out} = Sc * (1 + 0.034 * \cos (360 J/365)) \quad (1.4)$$

Le coefficient de transmissivité τ^M représente la fraction du rayonnement incident à la surface de l'atmosphère qui atteint le sol le long d'une trajectoire verticale. Une valeur de 0.6 pour τ est choisie [5] (Gates, 1980). M , représente la longueur du trajet en fonction de l'azimuth solaire. En zone de montagne, il est nécessaire d'utiliser un facteur de correction lié à la pression atmosphérique p/p_0 , qui dépend de l'altitude. On a utilisé les formules de List (1984) et Kreith and Kreider (1978) :

$$M = M_0 * P/P_0 \quad (1.5)$$

P/P_0 (mbar/mbar), étant le facteur de correction de la pression atmosphérique donné par :

$$P/P_0 = ((288 - 0.0065 * h)/288)^{5.256} \quad (1.6)$$

h , étant l'altitude et M_0 est calculé par la formule:

$$M_0 = \sqrt{1229 + (614 * \sin \alpha)^2} - 614 * \sin \alpha \quad (1.7)$$

***Effets liés à la topographie**

Pour calculer le rayonnement sur des zones pentues, il est nécessaire de prendre en compte l'angle d'incidence entre le rayon solaire et la surface du sol ($\cos i$). Ce rayonnement varie en fonction de la position du soleil et de la topographie [5] (Campbell, 1981) et est donné par :

$$\cos i = \cos \alpha * \sin \chi * \cos (\beta - \beta_s) + \sin \alpha * \cos \chi \quad (1.8)$$

χ , étant la pente (degrés), et β_s l'exposition (degrés).

***Calcul du rayonnement global**

Le calcul horaire du rayonnement global est obtenu en faisant la somme des composantes directes (R_{dir}), diffuses (R_{diff}) et réfléchies (R_{ref}). Il est donné par :

$$R_{dir} = Sh * \tau^M * R_{out} \cos i \quad (1.9)$$

Sh , étant une valeur binaire d'ombrage calculée pour chaque heure de la journée et chaque valeur entière d'angle solaire (α) et d'azimut solaire (β).

Quand la cellule est à l'ombre des montagnes voisines la valeur 0 est affectée, sinon c'est la valeur 1.

Le modèle isotropique de Liu and Jordan [5] est utilisé pour calculer le rayonnement diffus. Ce modèle prend en compte l'angle solaire et la transmissivité de l'atmosphère dans des conditions de ciel clair. Il est donné par :

$$R_{diff} = R_{out} * (0.271 - 0.294 * \tau^M) * \sin \alpha \quad (1.10)$$

Le rayonnement réfléchi est calculé à partir de la formule de Gate [5] :

$$R_{ref} = r * S_c * (0.271 + 0.706 \tau^M) * \sin \alpha * \sin^2 (\gamma/2) \quad (1.11)$$

r , étant la réflectance du sol (La valeur de 0.2 est généralement utilisée dans les calculs).

La somme des trois composantes permet d'estimer le rayonnement global (R_{tot}) pour chaque heure de calcul (W/m^2) :

$$R_{tot} = R_{dir} + R_{diff} + R_{ref} \quad (1.12)$$

Les valeurs journalières de rayonnement global sont obtenues en faisant la somme des valeurs horaires entre le lever et le coucher du soleil.

1.5. Instruments de mesure du rayonnement solaire

***Mesure du rayonnement solaire au sol**

Au sol, la mesure du rayonnement solaire direct est faite à l'aide d'un pyréliomètre (figure I.5). Cet instrument est en permanence orienté vers le Soleil et ne mesure que le rayonnement provenant du seul disque solaire. Le rayonnement capté est absorbé par une

surface noire. La différence de température entre cette surface et le corps de l'instrument est proportionnelle à l'éclairement énergétique du rayonnement direct.



Figure (I.5): Photo d'un Pyrhéliomètre.

***Mesure du rayonnement global et du rayonnement diffus**

Au sol, la mesure du rayonnement solaire global est faite à l'aide d'un pyranomètre. (Figure I.6). Cet instrument collecte le rayonnement arrivant sur une surface horizontale noircie, en provenance d'un angle solide de 2 stéradians. Le domaine spectral couvert s'étend de 0,3 à 3 μm . Le rayonnement reçu est converti en chaleur par la surface noircie.



Figure (I.6): Photo d'un Pyranomètre

La différence de température entre cette surface et le corps de l'instrument est proportionnelle à l'éclairement énergétique du rayonnement global ; elle est mesurée par une thermopile constituée de plusieurs thermocouples montés en série.

La mesure du rayonnement solaire diffus est faite à l'aide du même instrument, auquel on a adjoint un écran occultant le rayonnement solaire direct. Selon les cas, cet écran peut être, soit un disque ou une sphère dirigée en permanence vers le Soleil, soit une bande pare-soleil parallèle au plan équatorial et déplacée en fonction de la déclinaison solaire.

Chapitre II
***Généralités sur les Systèmes
de Ventilation Passive***

Généralités sur les Systèmes de Ventilation Passive

II.1. Introduction

Un air de bonne qualité est l'une des exigences fondamentales nécessaires à un climat intérieur sain dans les habitations. Il s'agit alors de protéger le mieux possible les occupants contre les variations du climat extérieur et de leur offrir un cadre de vie sain et confortable. Outre un bon confort thermique (pas trop chaud et pas trop froid), acoustique (protection contre les excès de bruit) et visuel (une lumière du jour suffisante, pas d'éblouissement), une qualité optimale de l'air est indispensable [10].

En premier lieu, il convient évidemment de limiter les émissions de substances gênantes et nocives (provenant des matériaux de construction, peintures, colles, tapis, meubles, fumée de tabac, produits d'entretien, odeurs de cuisine, déchets, ...). Il est également nécessaire d'éviter les problèmes d'humidité pour ne pas nuire à la santé des occupants et aux conditions sanitaires des bâtiments (dégradation par la condensation, les moisissures..).

Une stratégie s'impose pour évacuer les odeurs, l'humidité et les substances nocives, ou tout au moins pour les diluer : la ventilation au moyen d'air frais.

La ventilation des bâtiments d'habitation fait principalement référence à l'échange d'air s'effectuant entre l'extérieur et l'intérieur, bien qu'elle puisse également référer à la distribution de l'air entre les pièces ou encore, à la circulation de l'air à l'intérieur d'une même pièce.

La ventilation d'un environnement intérieur peut se faire de façon naturelle ou mécanique [11].

II.2. Description des systèmes passifs de ventilation

Les technologies des systèmes passifs de ventilations reposent sur l'utilisation de ressources naturelles pour la circulation d'air frais, telles l'énergie solaire, l'air ambiant, le sol ou une réserve d'eau (rivière, lac ...).

La ventilation naturelle ne nécessite aucun dispositif mécanique pour fonctionner. La circulation de l'air est due à deux effets combinés, dont chacun peut avoir plus ou moins d'importance selon les cas : **le tirage thermique**, résultant d'un mouvement de convection naturelle, lié aux masses volumiques différentes de l'air extérieur et de l'air chauffé des locaux habitations (différences de températures), **le vent**, qui crée des pressions sur certaines faces, des dépressions sur d'autres. Il est possible, dans certaines situations, d'ajouter un ventilateur permettant d'entraîner le flux lorsque les conditions ne permettent pas une extraction suffisante (en été lors de canicules par exemple) [12].

En période chaude, on peut obtenir le confort thermique à l'intérieur des bâtiments par des procédés naturels. Une bonne conception suffit, en général, pour apporter un confort satisfaisant en été dans les bâtiments. La ventilation est alors un moyen efficace et très économique pour améliorer les conditions de confort pendant les périodes les plus chaudes.

Pour qu'un rafraîchissement soit efficace, et/ou économique, le bâtiment doit être bien protégé et bien utilisé grâce à une bonne isolation thermique des toitures, des protections solaires fixes ou mobiles efficaces (casquettes, stores, volets, végétation saisonnière, etc ...) et des ouvrants (portes et fenêtres) maintenus fermés pendant les heures chaudes.

En période froide, la ventilation naturelle jouera le rôle de chauffage passif. Cette dernière configuration consiste à réduire au minimum l'air entrant en tenant compte des activités et de l'occupation des locaux. Différentes technologies pourront être utilisées pour réchauffer l'air entrant : récupération sur la perte de chaleur à travers les murs ou les vitrages, préchauffage de l'air entrant par récupération sur l'air extrait (ventilation double flux), préchauffage de l'air par gain direct : prise de l'air derrière une surface captante ou dans une serre [13].

Le choix d'un système de ventilation dépend beaucoup du type de bâtiment, de sa compacité, mais aussi des conditions locales de climat et de vent, du site d'implantation du bâtiment.

II.3. Différentes stratégies de ventilation naturelle

II.3.1. Ventilation à simple exposition

Pour la plupart des gens, la ventilation naturelle est associée à l'ouverture des fenêtres de manière à laisser l'air pénétrer naturellement dans les pièces. Ce mode de ventilation est d'ailleurs le plus naturel et demeure encore aujourd'hui certainement le plus utilisé, notamment dans les pays à climat tempéré et chaud où la ventilation naturelle est le premier mode de conditionnement des espaces. Le débit d'air circulant à travers l'ouvrant est dû aux effets combinés du vent et du tirage thermique. Si la température intérieure est supérieure à celle de l'extérieure, l'effet de tirage thermique entraîne l'air extérieur plus froid (donc plus lourd) dans les parties basses des ouvrants alors que l'air intérieur plus chaud (donc plus léger) va sortir en partie supérieure des ouvrants [14].

II.3.2. Ventilation traversante

L'effet du vent sur un bâtiment se traduit par des pressions positives sur les façades opposées au vent et au contraire des dépressions sur les façades protégées du vent, créant ainsi un écart de pression significatif à travers l'ensemble du bâtiment qui conduit à l'établissement d'un débit d'air traversant dès lors que les façades sont perméables (Figure II.1). On appelle ventilation traversante le scénario d'écoulement résultant de cette configuration, où l'air entre par une façade, traverse l'ensemble du bâtiment et ressort par une façade opposée [15].

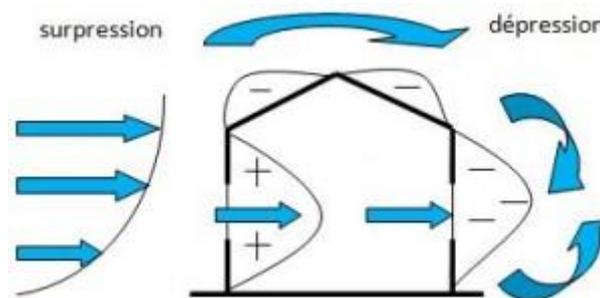


Figure (II.1): Schéma représentant l'effet de pression du vent sur les façades.

II.3.3. Ventilation naturelle par équilibrage de conduits

Un certain nombre de dispositifs anciens tels que les tours à vent, utilisant des dispositifs de captation du vent et des équilibrages de pression. La différence de hauteur, crée une faible différence de pression entre la base et le sommet de la colonne interne du tour à vent, à chaque fois qu'un faible souffle de vent passe à travers le sommet du capteur de vent. La différence de pression aide donc à remonter l'air chaud vers le sommet et à amener de l'air frais vers le bas de la colonne [15].

II.3.4. Echangeur air-sol

Un échangeur air-sol, également connu sous le nom de puits canadien (quand il sert à préchauffer l'air intérieur l'hiver), ou puits provençal (quand il sert à climatiser l'été) est un échangeur géothermique à très basse énergie utilisé pour rafraîchir ou réchauffer l'air ventilé dans un bâtiment (Figure II.2). Ce type d'échangeur est notamment utilisé dans l'habitat passif. L'air sert de fluide caloporteur tandis que le tube sert d'échangeur thermique tout en canalisant l'air jusqu'au bâtiment [16].

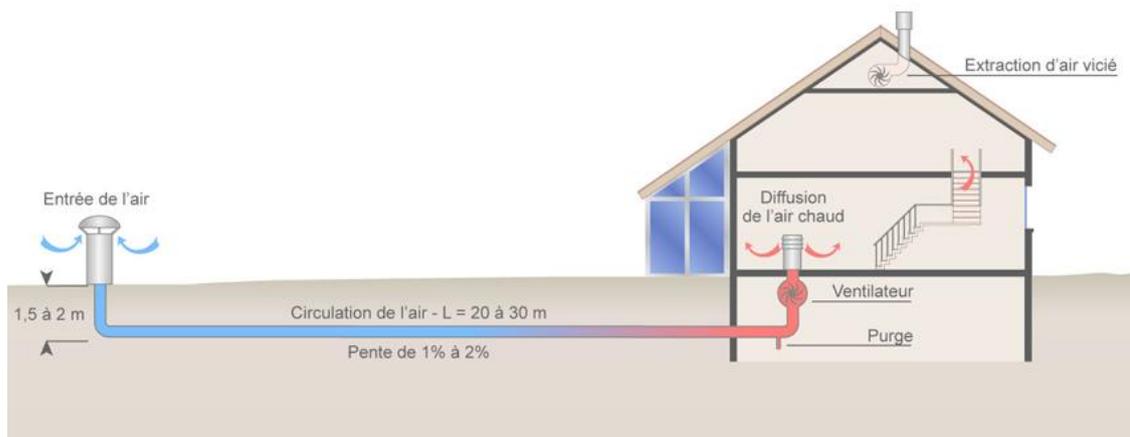


Figure (II.2): Schéma d'un puits canadien.

Se système est basé sur le simple constat que la température du sol au delà de 1.5m de profondeur est presque constante. En été, elle est inférieure à la température de l'air extérieur et en hiver elle est supérieure à cette température.

Le principe de fonctionnement du puits canadien consiste à faire circuler à faible vitesse dans des canalisations étanches enterrées, en PVC (Polychlorure de vinyle) ou en polyéthylène, l'air destiné au renouvellement de l'ambiance intérieure des locaux.

En hiver, l'air extérieur aspiré dans le puits par le ventilateur se réchauffe au contact du sol avant de pénétrer dans le bâtiment. Les besoins de chauffage liés au renouvellement d'air des locaux sont ainsi réduits et le maintien hors-gel du bâtiment peut être naturellement assuré.

En été, l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour se refroidir d'une dizaine de degrés et arriver dans le bâtiment durant la journée à une température de l'ordre de 15 à 20°C, ce qui est suffisant pour en assurer le rafraîchissement.

Pendant l'inter-saison, un by-pass vient court-circuiter le puits lorsque les températures de confort sont atteintes.

Une fois réchauffé ou rafraîchi, l'air peut être diffusé par une grille en un seul point du bâtiment ou bien en plusieurs endroits, grâce à un réseau de gaines isolées.

Une étude thermique permet, en fonction des conditions climatiques et des besoins de chauffage et de refroidissement d'un bâtiment, de déterminer les principales caractéristiques que doit avoir le puits pour assurer les deux fonctions selon les saisons (été ou hiver).

La circulation d'air dans le tube peut s'opérer :

- **Passivement:** soit par une surpression, en entrée, de tube en la positionnant par exemple du côté des vents dominants et/ou en créant une dépression en sortie de tube en une cheminée solaire. Ces techniques ne consomment que l'énergie du vent et de l'ensoleillement.
- **Mécaniquement:** grâce à une ventilation motorisée adaptée.

II.3.5. Ventilation naturelle assistée par énergie solaire

Le principe général est d'utiliser l'énergie solaire pour augmenter les écarts de températures, et donc, l'effet de tirage thermique. Ce principe de collecteur solaire peut être utilisé sous diverses formes : double façade, mur Trombe, cheminée solaire ou toit solaire [15].

II.3.5.1. Ventilation à base d'une Cheminée solaire

Une cheminée solaire - appelé également cheminée provençale ou cheminée thermique - est un dispositif permettant d'améliorer la ventilation naturelle d'un bâtiment en utilisant le mouvement convectif de l'air chauffé passivement dans un conduit exposé au rayonnement solaire (figure II.3).

Dans sa plus simple forme, la cheminée solaire est constituée d'une cheminée peinte en noir. Pendant le jour, l'énergie solaire réchauffe le conduit de cheminée et l'air contenu à l'intérieur, y créant un appel d'air. L'aspiration ainsi créée à sa base peut être utilisée pour ventiler et refroidir le bâtiment en dessous.

Une ventilation naturelle peut être créée en mettant des bouches d'aération dans les étages supérieurs d'un bâtiment pour permettre à l'air chaud de s'élever par convection et de sortir. En même temps, de l'air plus frais peut être introduit provenant d'autres bouches aux étages inférieurs. Des arbres peuvent être plantés du côté du bâtiment pour que l'ombre rafraîchisse l'air entrant extérieur.

Les éléments de base d'une cheminée solaires sont :

- **La surface de capteur solaire:** elle peut être située dans la partie supérieure du conduit de cheminée ou peut être le tube tout entier. L'orientation, le type de vitrage, l'isolation et les propriétés thermiques du tube sont cruciaux pour exploiter, retenir et utiliser les gains solaires.
- **Le puits de ventilation principal :** le lieu, la hauteur, les sections et les propriétés thermiques de cette structure sont également très importants.

- **Les entrées et sorties d'air** : leurs dimensions, leur emplacement, aussi bien que leur aspect aérodynamique sont aussi cruciaux.

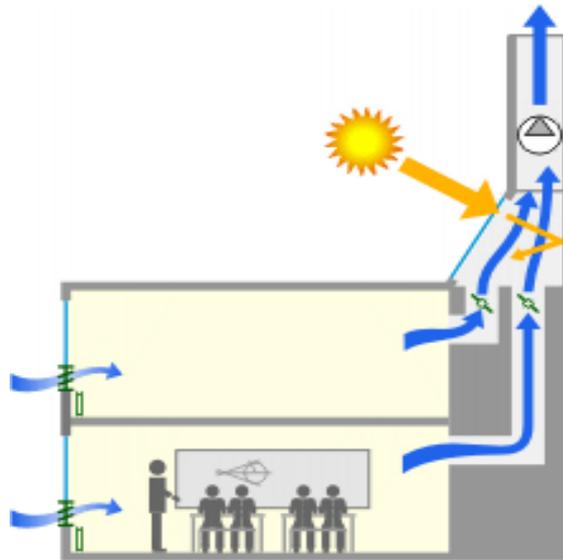


Figure (II.3): Schéma représentant l'installation d'une cheminée solaire

II.3.6. Façades à double peau

Un bâtiment à double peau (ou double façade) est constitué d'une enveloppe normale en béton ou en verre, enveloppée complètement ou partiellement à l'intérieur d'une structure légère réalisée généralement en verre. Ces systèmes offrent plusieurs avantages : d'une part ils créent des espaces intermédiaires ou espaces tampons entre les ambiances extérieures et intérieures réduisant ainsi les pertes thermiques en hiver et les gains en été, d'autre part, en les intégrant dans les stratégies de ventilation du bâtiment, on peut tirer avantage de ces espaces en pré-conditionnant l'air de ventilation [15].



Figure (II.4): Schéma des façades à double peau.

La ventilation naturelle peut alors être réalisée en introduisant l'air extérieur à travers ces espaces tampons vers le bâtiment. Pour les bâtiments de grande hauteur, le tirage thermique naturel peut alors être avantageusement réalisé. De plus, ces espaces intermédiaires permettent de limiter les problèmes de sécurité et d'intrusion inhérents aux ouvertures nécessaires en ventilation naturelle.

II.3.7. Rafraîchissement par ventilation nocturne

La ventilation nocturne, ou le rafraîchissement de nuit, est utilisée pour réduire la température dans le bâtiment lorsque la température extérieure est plus faible que la température intérieure, ce qui se vérifie typiquement la nuit. Ceci améliore directement le confort durant la nuit, mais refroidit également la structure du bâtiment, ce qui aura pour effet de limiter le pic de température intérieur le jour suivant. L'efficacité du système dépend du débit d'air, de la différence de température entre l'air intérieur et extérieur et de l'inertie effective de l'intérieur du bâtiment [17].

II.3.8. Rafraîchissement par évaporation

Le rafraîchissement d'air par évaporation est une technique qui peut, dans certains cas, éviter le recours à la climatisation. Cette technique, simple, et beaucoup plus économique que la climatisation tant à l'investissement qu'à l'utilisation. Le rafraîchissement évaporatif est basé sur le processus thermodynamique de changement de phase (évaporation de l'eau) (figure II.5).

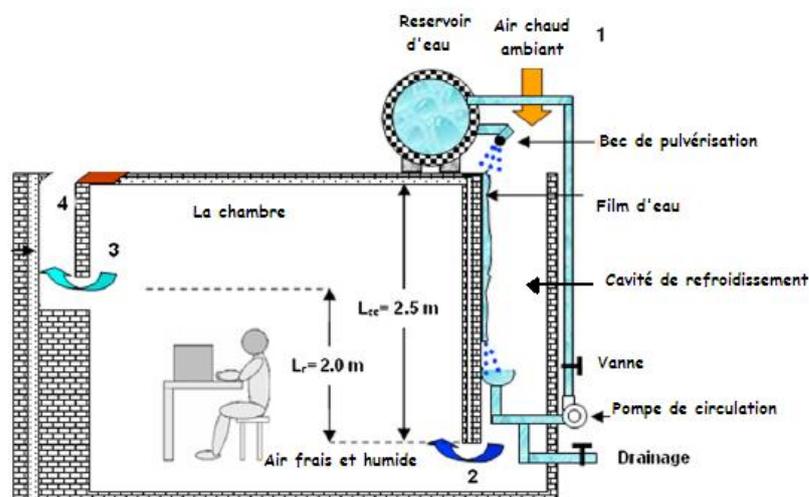


Figure (II.5): Schéma d'un système de rafraîchissement par évaporation.

II.3.9. Plancher rafraîchissant

Les dalles de sol en béton lourd ont la capacité de stocker rapidement l'excès de chaleur, et lorsque c'est nécessaire, de fournir du froid (ou chauffage) au local. Du fait des faibles différences de température, ce processus s'autorégule entièrement. Dès que le local devient trop chaud, la chaleur est rejetée vers la dalle, alors que lorsqu'il fait trop froid, de la chaleur est retirée [17].

II.3.10. Plafond rafraîchissant

Le concept de ce système est basé sur des panneaux de plafond métallique refroidis par des tubes capillaires dans lesquels circule de l'eau froide. Le même système peut également être utilisé pour chauffer un local, principalement par rayonnement [17].

Chapitre III

***Différents Modes
de Transferts Thermiques***

Différents Modes de Transferts Thermiques

III. 1. Introduction

Le transfert thermique ou transfert de chaleur est un transit d'énergie sous forme microscopique désordonnée. Cela correspond à un transfert d'agitation thermique entre particules, au gré des chocs aléatoires qui se produisent à l'échelle microscopique.

Deux corps ayant la même température sont dits en " équilibre thermique ". Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid d'après le principe zéro de la thermodynamique : il y a transfert thermique, ou transfert de chaleur du corps chaud vers le corps froid. L'étude des transferts thermiques complète celle de la thermodynamique en décrivant la manière dont s'opère le transfert d'énergie.

A la différence de la thermodynamique, les transferts thermiques fournissent des informations sur le mode de transfert en situation de non équilibre ainsi que sur la nature des différents flux de chaleur [23].

III. 2. Différents modes de transferts thermiques

On distingue trois modes principaux de transferts de chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement.

- **Conduction:** Elle constitue le mode de transfert de chaleur par contact entre les corps. En un mot, c'est le moyen par lequel la chaleur se propage dans un matériau ou passe d'un corps à un autre en contact physique direct, par simple interaction moléculaire (Electrons libre et/ou vibrations). Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vivement entre elles et transmettent leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur va toujours des zones chaudes vers les zones froides.

- **Convection:** C'est le mode de transfert d'énergie entre un solide et un fluide en mouvement (liquide ou gaz).
- **Rayonnement:** Il est le seul mode de transfert thermique qui ne nécessite pas la présence d'un corps matériel solide ou fluide. Le flux de chaleur peut se propager même dans le vide, sous forme d'ondes électromagnétique (ex: rayonnement solaire).

III.2.1. Conduction

III.2.1.1. Définitions:

La conduction thermique est le mode de transfert thermique dû aux vibrations des molécules. Dans le cas des métaux, en plus du mode de transfert par vibrations s'ajoute le transfert par électrons libres. C'est la raison pour laquelle, les métaux sont aussi bien de bons conducteurs de chaleur que d'électricité.

Ce mode de transmission caractérise essentiellement les transferts de chaleur dans les solides ou entre corps solides contigus. La conduction intervient également dans les liquides et les gaz, à l'arrêt [24].

Il ne faut pas confondre la conduction thermique et le chauffage par passage de courant électrique directement dans la pièce à chauffer, appelé chauffage par conduction électrique.

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur, mais c'est aussi celui des murs et vitrages d'un bâtiment, des cuves contenant des liquides chauds ou froids, des parois des fours, etc.

Il est courant que les parois soient constituées de plusieurs matériaux ayant chacun un rôle spécifique (réfractaire, revêtement anticorrosion, isolant thermique, etc.) et qui sont des parois composites à travers lesquelles s'effectue le transfert de chaleur [24].

III.2.1.2. Flux de chaleur:

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique $\Phi(W)$ comme étant la quantité de chaleur δQ (J) transmise pendant le laps de temps δt (s).

$$\phi = \frac{\delta Q}{\delta t} \quad (3.1)$$

III.2.1.3. Densité de flux de chaleur:

Lorsque l'on rapporte le flux thermique, $d\Phi$, à l'élément de surface $dS(m^2)$, on obtient une densité de flux de chaleur notée, $q(W/m^2)$, telle que:

$$q = \frac{d\phi}{dS} \quad (3.2)$$

III.2.1.4. Loi de Fourier:

La loi de Fourier a été établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822. Cette loi s'énonce par : la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{q} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (3.3)$$

Le coefficient de proportionnalité, λ , est appelé : conductivité thermique. Il dépend de la structure de la matière considérée, de la température et dans certains cas de la pression.

L'expression (3.3), dans la mesure où la position d'un point peut être caractérisée par une seule dimension (paroi plane, cylindrique ou sphérique par exemple), s'écrit :

$$q = \frac{-\lambda dT}{dx} \quad (3.4)$$

Où :

q (W/m^2) : densité de flux de chaleur ;

$T(K)$: Température ;

$x(m)$: Coordonnée du point considéré ;

$\lambda (W/m \cdot K)$: Conductivité thermique ;

$S (m^2)$: Surface de passage.

III.2.2.Convection

III.2.2.1. Définitions:

La convection est le mode de transfert thermique ayant lieu entre un solide et un fluide en mouvement.

Imaginons un solide en contact avec un fluide en mouvement. Si le solide et le fluide ne sont pas à la même température, de la chaleur se propage entre le solide et les particules fluides qui sont en contact avec lui. Cet échange se fait par convection. Mais la particule de fluide, dès qu'elle aura échangé de la chaleur, se déplace et est remplacée, au contact du solide, par une autre particule. Par ailleurs, la particule fluide initiale rencontre, au cours de son déplacement, d'autres particules fluides avec lesquelles elle échange de la chaleur par conduction [24].

Le mécanisme élémentaire de transfert de chaleur est la conduction thermique mais le phénomène global, qui est la convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction avec les mouvements du fluide qui obéissent à des lois spécifiques.

On distingue deux types de convection :

- **La Convection naturelle (ou libre):** due au mouvement du fluide suite à la variation de sa densité sous l'effet de la température.
- **Convection forcée :** résulte du mouvement du fluide par un agent externe telle qu'une pompe ou un ventilateur. Le mouvement favorise ainsi le transfert thermique.

Si les deux types de convection coexistent simultanément, on aura affaire à une convection mixte.

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur.

La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des séchoirs à air chaud.

III.2.2.2. Convection naturelle:

La convection naturelle est un problème lié à la mécanique des fluides, compte tenu du rôle du mouvement de fluides dans ces transferts.

La masse volumique est en général, fonction de la température. L'existence d'un gradient de température au sein du fluide, induit une différence de masses volumiques au sein de ce dernier. Cette différence de masses volumiques implique une force appelée : Poussée d'Archimède, créant ainsi le mouvement du fluide. De tels déplacements s'appellent : mouvements de convection. Ils sont à l'origine de certains phénomènes océanographiques (courants marins), météorologiques (orages), géologiques (remontées de magma), par exemple.

La convection thermique n'est pas le seul moyen de créer des mouvements verticaux dans des fluides. Ceux-ci vont se stratifier selon leur densité, à température uniforme, par effet de la gravité. Cette convection gravitationnelle se déroule comme la convection thermique avec les zones du fluide plus dense descendant et les parties moins denses poussées vers le haut. Cependant, il n'y a pas de variation de températures dans ces échanges. On peut citer la diffusion de la salinité dans une couche iso-thermale ou le déplacement du sel vers le bas dans une terre humide

III.2.2.3. Convection forcée:

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, ventilateur) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de la convection naturelle. Des exemples courants de convection forcée: le chauffage central avec accélérateur, le chauffage électrique avec soufflerie, chauffe-eau solaire et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine

III.2.2.4. Loi de Newton:

Pour un fluide en mouvement à une température T_{∞} autour d'une structure de température de paroi, T_s ; L'expression du flux de chaleur échangé par convection est donnée par la loi de refroidissement de Newton, exprimée par :

$$\Phi = hS(T_s - T_{\infty}) \quad (3.5)$$

Avec : h: coefficient d'échange convectif ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) ;

Φ : Flux de chaleur évacué ;

III.2.3 Rayonnement**III.2.3.1. Définitions:**

Dans la transmission de la chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par ondes électromagnétiques qui se propagent sans aucun support de matière [24].

Le rayonnement thermique concerne les ondes électromagnétiques dont la longueur d'onde couvre le spectre ultraviolet et le spectre infrarouge (de 0,01 à 100 μm) en passant par le spectre du visible (0,38 à 0,76 μm).

Le rayonnement peut être décomposé en radiations monochromatiques qui concernent une longueur d'onde déterminée. Aux températures des applications industrielles, le rayonnement est surtout constitué par de l'infrarouge.

Lorsqu'un flux d'énergie rayonnée rencontre un corps, une partie de l'énergie est absorbée, une partie est réfléchi, une partie continue son trajet après avoir traversé le corps.

Si toute l'énergie incidente est absorbée, le corps est appelé corps noir. Si par contre, une partie de l'énergie est absorbée, mais que cette partie est constante quelle que soit la longueur d'onde de l'énergie incidente, on dit que l'on a affaire à un corps gris (dans le cas contraire, à un corps coloré).

Si la proportion d'énergie absorbée est indépendante de l'angle d'incidence du rayonnement reçu, on dit que le corps est mat (dans le cas contraire, on dit qu'il est poli).

Si aucune énergie ne traverse le corps, on dit que ce dernier est opaque (le contraire de transparent).

Le rayonnement infrarouge est appliqué dans de très nombreux procédés industriels. Son action sur la matière est essentiellement thermique et les applications principales concernent:

- le séchage (papiers, cartons, textiles, etc.) ;
- la cuisson (teintures, apprêts, enductions...)
- le chauffage (avant formage de matériaux divers, traitements thermiques, soudage, chauffage de postes de travail...)
- les polymérisations (encres, revêtements, emballages...)
- la stérilisation (flacons pharmaceutiques, produits alimentaires divers...).

Le rayonnement ultraviolet est constitué de photons dont l'énergie est de l'ordre de grandeur de l'énergie des liaisons atomiques. Ceux-ci agissent sur la matière par déplacement des électrons vers des niveaux énergétiques supérieurs. Lorsque la matière soumise au rayonnement y est sensible, il s'y produit des réactions chimiques. La partie du rayonnement ultraviolet absorbée par la matière et qui n'est pas utilisée à la réaction chimique est transformée en chaleur. Dans la pratique, cet échauffement reste faible et le rayonnement ultraviolet est principalement utilisé dans le domaine des réticulations de films plastiques et des polymérisations de produits organiques comme les encres

d'imprimerie, les laques et vernis, opérations qui sont souvent appelées improprement séchages.

III.3. Rappels sur les nombres sans dimensions

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations décrivent le mouvement de fluides, les échanges d'énergie et le transfert de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre analytiquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels permettant de définir des similitudes. C'est ainsi qu'ont été choisis les nombres sans dimensions connus, tels:

III.3.1 Nombre de Reynolds:

Le nombre de Reynolds est défini comme étant le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Il est défini par l'expression:

$$\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (3.6)$$

Où :

- Re: Nombre de Reynolds ;
- U : Vitesse moyenne du fluide ;
- ν : Viscosité cinématique du fluide ;
- D : Dimension caractéristique de l'obstacle. Pour le cas des conduites : ce paramètre est le diamètre s'il s'agit d'une conduite circulaire ou diamètre hydraulique dans les autres cas, avec: $D_h = 4 A / P$, A étant la section de la conduite et P le périmètre mouillé.

Les régimes d'écoulements sont :

- laminaire si : $Re < 2\,300$;
- transitoire si : $2\,300 < Re < 10\,000$;
- turbulent si : $Re > 10\,000$.

III.3.2 Nombre de Prandtl:

Le nombre de Prandtl est le rapport entre l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique et l'épaisseur de la couche limite thermique. Il est défini par l'expression:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (3.7)$$

Avec :

- Pr : Nombre de Prandtl ;
- μ : Viscosité dynamique ;
- λ : Conductivité thermique ;
- C_p : Chaleur spécifique.

Des valeurs courantes du nombre de Prandtl sont :

- pour les métaux liquides : $Pr = 10^{-2}$ à 10^{-3} ;
- pour l'eau et l'air : $Pr \approx 1$;
- pour les huiles : $Pr = 10^2$ à 10^7 .

III.3.3. Nombre de Peclet:

Le nombre de Peclet est le rapport entre l'énergie convective et diffusive par conduction. Il est relatif à la convection forcé et est donné par l'expression:

$$Pe = \frac{\rho \cdot C_p \cdot U \cdot D}{\lambda} = Re \cdot Pr \quad (3.8)$$

III.3.4. Nombre de Grashof:

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de la flottabilité par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement. Il caractérise le déplacement du fluide dans un phénomène de convection naturelle.

$$Gr = \rho^2 g \beta \Delta T \frac{D^3}{\mu^2} \quad (3.9)$$

Avec :

- β : Coefficient de dilatation thermique volumique ;
- g : Accélération de la pesanteur ;
- ρ : Masse volumiques du fluide.

A flux thermique constant, on utilise le nombre de Grashof modifié :

$$Gr^* = \rho^2 g \beta \frac{\phi}{s} \frac{D^4}{\lambda \mu^2} \quad (3.10)$$

III.3.5. Nombre de Froude:

Le nombre de Froude caractérise, dans un fluide, l'importance relative des forces liées à la vitesse et à la force de pesanteur. Ce nombre apparaît essentiellement dans les écoulements à surface libre, en particulier dans les études de cours d'eau, de barrages, de ports et de navires (architecture navale). Il est également important en météorologie pour le calcul de l'écoulement d'air en montagne. Il est donné par l'expression suivante:

$$Fr = \frac{U^2}{gD} \quad (3.11)$$

III.3.6. Nombre de Rayleigh:

Le nombre de Rayleigh caractérise le transfert de chaleur au sein d'un fluide. On peut le définir comme le produit du nombre de Grashof, reliant la force d'Archimède à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl. Il est donné par l'expression:

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} \Delta T D^3 = Gr \cdot Pr \quad (3.12)$$

Avec:

- Gr : Nombre de Grashof ;
- Pr : Nombre de Prandtl ;
- g : Accélération de la pesanteur ;
- D : Longueur caractéristique ;
- ΔT : Ecart de températures ;
- ν : Viscosité cinématique ;
- α : Diffusivité thermique ;
- β : Coefficient de dilatation thermique volumétrique.

III.3.7. Nombre de Nusselt:

Le nombre de Nusselt est le rapport entre le flux thermique de convection et le flux thermique de conduction. Il est donné par l'expression:

$$Nu_u = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (3.13)$$

Avec :

h : coefficient d'échange convectif.

Pour un écoulement externe, en régime laminaire, c'est-à-dire pour $10^4 < Ra < 10^9$, on peut admettre que : $Nu = B \cdot Ra^{1/4}$. B est un terme qui ne dépend que du nombre de Prandtl.

En régime turbulent, c'est-à-dire pour $Ra > 10^9$, on peut admettre la corrélation de Mac Adams donnée par : $Nu = 0,13 Ra^{1/3}$

III.4. Régimes d'écoulements:

Le transfert d'énergie par convection étant étroitement lié au mouvement du fluide, il est ainsi nécessaire de connaître le régime d'écoulement de ce fluide avant d'examiner le transfert thermique qui lui est correspondant. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

Lorsqu'un fluide s'écoule en mouvement laminaire le long d'une surface dont la température est différente de celle du fluide, les échanges sont de nature moléculaire et le mouvement du fluide est ordonné. Dans un écoulement turbulent, par contre, le mécanisme d'échanges est caractérisé par des échanges de nature tourbillonnaire et le mouvement du fluide est aléatoire et désordonné. Les échanges tourbillonnaires ont tendance à accroître l'échange de chaleur par convection.

III.4.1. Ecoulement laminaire:

L'écoulement laminaire est un écoulement de fluide ordonné (figure III.1.a) : les filets fluides sont parallèles entre eux (expérience de Reynolds). Pour le cas des fluides Newtoniens, les équations de Navier et Stokes sont utilisées telles qu'elles pour analyser le mouvement de ce fluide (détermination des champs de vitesse et de pression). Pour le cas laminaire en conduites, le nombre de Reynolds est inférieur à la valeur de transition qui est de l'ordre de 2000. Le profil des vitesses a alors une forme parabolique qui se transforme en une forme lorsque la turbulence apparaît.

III.4.2. Ecoulement turbulent:

Un écoulement turbulent est un écoulement pour lequel les particules de fluide ont un mouvement très désordonné dans le temps et dans l'espace (figure III.1.b). La vitesse à un instant donné peut varier, de façon importante et imprévisible, pour des points rapprochés.

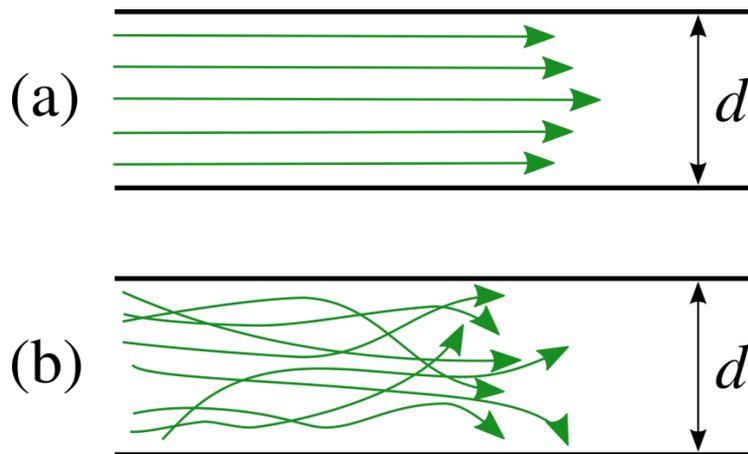


Figure (III.1): Schéma représentant les types d'écoulements.

III.5. Couche limite:

Un fluide réel en écoulement implique toujours l'existence d'un gradient de vitesse plus ou moins important au voisinage des parois. En effet, les particules de fluide au contact des parois ont la même vitesse que cette dernière que la vitesse est en général très différente loin de cette paroi. Ainsi, on peut distinguer, dans une section perpendiculaire à la paroi, deux zones : l'une dans laquelle la vitesse varie de manière significative, l'autre, dans laquelle la vitesse est pratiquement constante. La première zone correspond à la couche limite ou les effets de viscosité jouent un rôle capital. La couche limite relative à l'aspect dynamique est appelée : couche limite dynamique. Elle est généralement de dimension très limitée par rapport à l'ensemble du fluide en écoulement. La deuxième zone, dans laquelle la vitesse est constante, est souvent appelée zone d'écoulement potentiel car l'écoulement y est généralement irrotationnel.

Pour illustrer l'existence de ces deux zones, considérons (figure III.2) un fluide s'écoulant librement à la vitesse uniforme, U , à travers une section droite de dimensions infinies et une plaque mince semi- infinie parallèle au sens de l'écoulement. Le fluide étant visqueux, la vitesse est nulle au contact de la plaque (condition de non glissement), l'expérience montre que, sur une normale à la plaque, la vitesse passe de la valeur 0 à $X_2=0$ à une valeur proche de v pour $x_2=\delta$. La couche limite aura pour valeur limite, $x_2=\delta$, correspondant à son épaisseur.

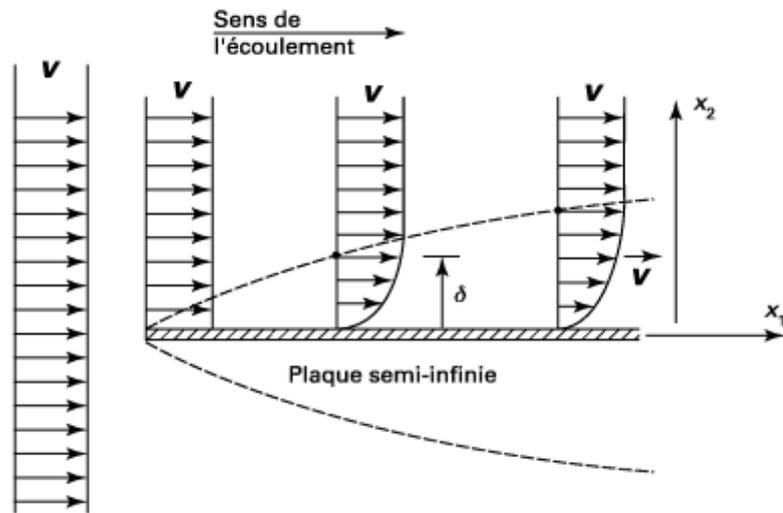


Figure III.2: Développement de la couche limite dynamique au voisinage d'une paroi.

Chapitre IV

Modèle Mathématique Utilisé

Modèle Mathématique Utilisé

IV.1. Introduction

La menace qui pèse sur l'épuisement précoce des combustibles fossiles, le coût relativement élevé des énergies utilisées actuellement, et les exigences écologiques constituent des paramètres incitateurs pour la recherche de nouvelles sources d'énergies propres, orientées vers le développement durable, afin de préserver les ressources planétaires pour les générations futures. Dans le contexte actuel, l'énergie solaire est une alternative très intéressante et avantageuse [26].

La cheminée solaire se présente comme étant un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace. Elle apparaît comme une technologie très prometteuse, respectueuse de l'environnement. La figure (IV.1) ci-dessous montre la représentation schématique d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire.

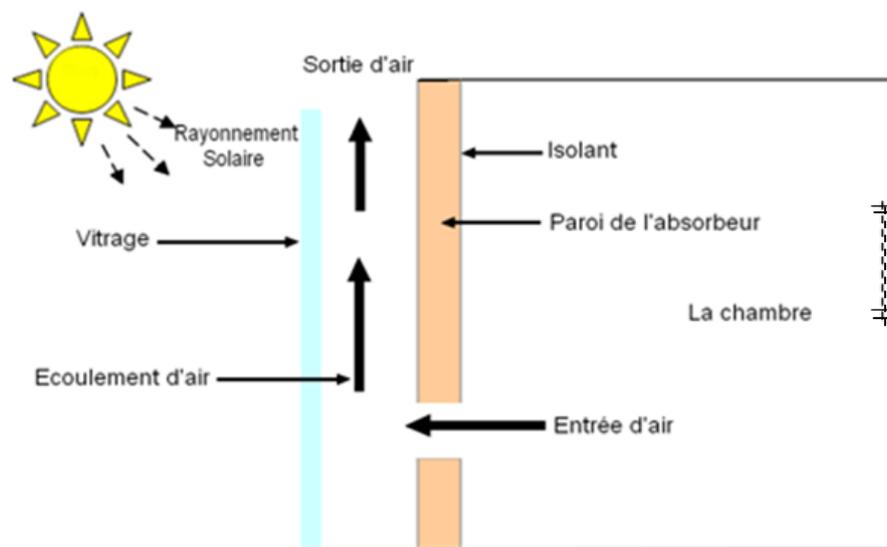


Figure (IV.1): Représentation schématique d'un système de ventilation passive.

Elle consiste en un dispositif de ventilation d'air par convection naturelle. Elle est composée de vitrage, de mur absorbeur et d'un canal cheminée permettant l'évacuation

d'air par gradient de densité. Le vitrage et le mur absorbeur, exposés au rayonnement solaire, créent un gradient de température responsable du mouvement d'air dans la cheminée. La différence principale entre le système de ventilation et le mur trombe réside essentiellement dans l'épaisseur de l'absorbeur, qui, dans le cas du mur trombe est importante car elle sera destinée au stockage thermique [27].

IV.2.Objectif

La cheminée solaire considérée dans notre étude est illustrée dans la figure (IV.1). Elle est similaire au concept du mur trombe, sauf que, dans notre cas, le mur ne joue pas de rôle dans le stockage thermique. Un côté de la cheminée est doté d'une surface en verre qui, avec les trois autres parois de la cheminée, forment un canal à travers lequel l'air chauffé s'écoule par convection naturelle. Une ouverture en bas de la paroi permet à l'air ambiant d'entrer dans le canal. La surface intérieure de la paroi est peinte en noir pour augmenter l'absorption du rayonnement solaire [27].

Dans ce chapitre, un modèle mathématique pour l'étude de la ventilation passive à base de cheminée solaire est présenté afin de déterminer les distributions de températures sur la paroi, le vitrage, et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée ; le taux de renouvellement d'air, le débit massique d'air traversant la cheminée ainsi que les performances de la cheminée seront ainsi déduits.

IV.3. Modèles, physique et mathématique

IV.3.1. Modèle physique:

La figure (IV.2) montre le modèle physique utilisé dans cette étude. L'air pénètre dans la cheminée par l'ouverture inférieure à une température ($T_{f,i}$), supposée égale à la température ambiante uniforme (T_r). L'air chaud s'écoule par la partie supérieure de la cheminée à une température de sortie ($T_{f,o}$). Les températures à la surface du vitrage (T_g) et à la paroi (T_w) sont supposées être uniformes. L'ouverture d'entrée de la cheminée est supposée être égale ou plus petite que l'ouverture de sortie supérieure, à savoir $z \leq d$. Contrairement au mur Trombe, les capacités thermiques du vitrage et du mur sont considérées négligeables dans le modèle [28].

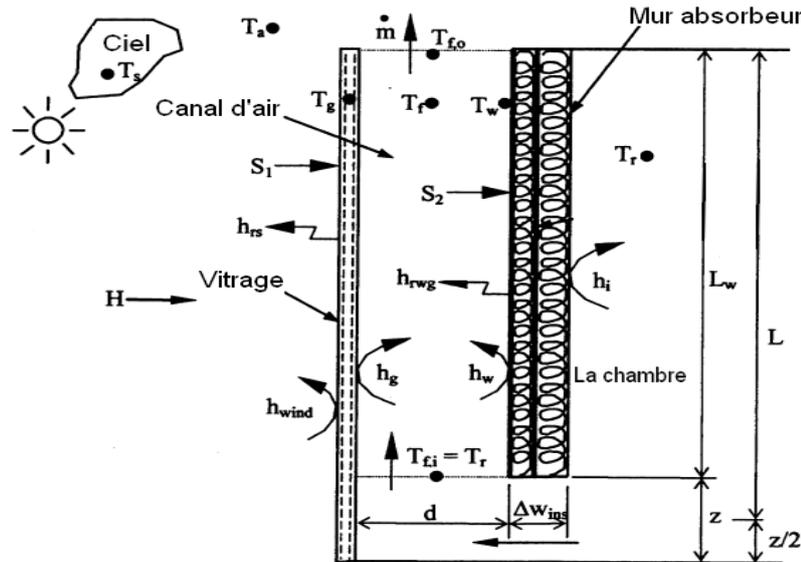


Figure (IV.2): Modèle physique utilisé dans l'étude.

Le réseau de résistances thermique pour le modèle physique considéré est montré en figure (IV.3)

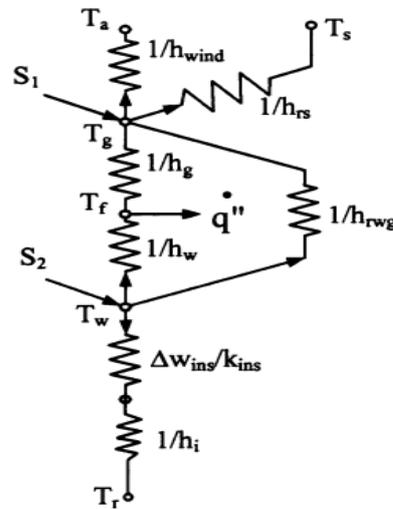


Figure (IV.3): Réseau thermique du model utilisé.

IV.3.2. Modèle Mathématique:

Le modèle mathématique établi est basé sur des bilans thermiques au niveau du vitrage, sur la paroi interne de la cheminée et le long de l'écoulement d'air [27]. Les hypothèses de base considérées dans le modèle sont les suivantes:

1. La température d'entrée d'air dans la cheminée est supposée uniforme et égale à celle de la chambre ;
2. Les températures de surface de l'absorbeur et du vitrage sont supposées uniformes.
3. Les forces de frottements d'air aux parois de la cheminée sont supposées négligeables comparativement aux forces de pression d'air générées par le gradient thermique.
4. Les capacités de stockage du vitrage et du mur absorbeur sont supposées négligeables.

IV.3.2.1. Bilan thermique sur le vitrage:

Le réseau thermique pour le modèle physique considéré est représenté dans la figure (IV.3). L'équation relative au bilan thermique au niveau du vitrage est donnée par [27] :

$$T_g: \quad S_1 + h_{rwg}(T_w - T_g) + h_g(T_f - T_g) = U_t(T_g - T_a) \quad (4.1)$$

Avec:

T_a : Température ambiante ;

T_g : Température moyenne du vitrage ;

T_f : Température moyenne de l'air dans le canal ;

T_w : Température moyenne du mur absorbeur ;

U_t : Coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance.

Le coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance est donné par l'expression :

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} \quad (4.2)$$

h_{wind} , désigne le coefficient d'échange convectif entre le milieu ambiant et le vitrage ;

et h_{rs} , le coefficient d'échange radiatif entre le vitrage et le ciel.

Ces coefficients d'échanges sont donnés par :

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8V_w \quad (4.3)$$

et

$$h_{rs} = \sigma \varepsilon_g (T_g + T_s) (T_g^2 + T_s^2) \frac{(T_g - T_s)}{(T_g - T_a)} \quad (4.4)$$

V_w : désigne la vitesse du vent.

Le ciel est supposé être un corps noir à la température équivalente, T_s , [27] exprimée par:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (4.5)$$

Les effets de capacité thermique du vitrage et du mur absorbeur sont négligés. Le rayonnement solaire absorbé par le vitrage est donné par:

$$S_1 = \alpha_1 H \quad (4.6)$$

H , désigne le rayonnement solaire incident sur la surface verticale

Le coefficient de transfert thermique radiatif, h_{rwg} , entre le mur absorbeur et le vitrage est donné par l'expression:

$$h_{rwg} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1\right)} \quad (4.7)$$

Le coefficient de transfert thermique convectif, h_g , entre le vitrage et l'air du canal est donné par l'expression:

$$h_g = \frac{Nu.K_f}{L_g} \quad (4.8)$$

L'expression du nombre de Nusselt, Nu, est donnée par :

- Pour un écoulement laminaire ($Ra < 10^9$):

$$Nu = 0.68 + \frac{(0.67Ra^{1/4})}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad [27]$$

- Pour un écoulement turbulent ($Ra > 10^9$):

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{(0.387Ra^{1/6})}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad [27]$$

La conductivité thermique de l'air est donnée par:

$$K_f = 0.0263 + 0.000074(T_f - 300) \quad (4.9)$$

VI.3.2.2. Bilan énergétique le long du canal d'air :

L'équation relative au bilan thermique le long du canal d'air est donnée par [27]:

$$T_f: \quad h_w(T_w - T_f) = h_g(T_f - T_g) + \dot{q}'' \quad (4.10)$$

Les observations expérimentales montrent que la température moyenne de l'air pourrait être approximée par:

$$T_f = \gamma T_{f,o} + (1 - \gamma) T_{f,i} \quad (4.11)$$

Le coefficient γ est déterminé expérimentalement, il est égal à 0.74.

La figure (VI.4) représente le bilan thermique sur le canal d'air dans la direction de l'écoulement par convection naturelle entre le vitrage et le mur. Pour une courte longueur

de paroi (L), les températures du vitrage (T_g) et du mur (T_w) peuvent être supposées constantes. Le flux de chaleur utile transféré à l'air en mouvement peut être exprimé par:

$$\dot{q}'' = \frac{\dot{m}C_{p,a}(T_f - T_{f,i})}{\gamma WL} \quad (4.12)$$

La température d'entrée d'air ($T_{f,i}$), est supposée égale à la température ambiante uniforme (T_r). Le flux de chaleur peut alors être réécrit sous la forme:

$$\dot{q}'' = \frac{\dot{m}C_{p,a}(T_f - T_r)}{\gamma WL} \quad (4.13)$$

W, désigne la largeur du canal d'air.

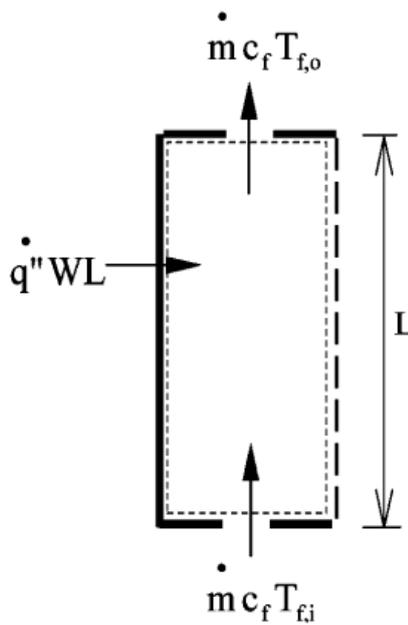


Figure (IV.4): Bilan thermique sur le canal d'air dans la direction de l'écoulement.

Posons:

$$M = \frac{\dot{m}C_{p,a}}{\gamma WL} \quad (4.14)$$

En remplaçant les relations (4.13) et (4.14) dans (4.10) on aura:

$$T_f: \quad h_g T_g - (h_g + h_w + M) T_f + h_w T_w = -M T_r \quad (4.15)$$

Le débit d'air dans la cheminée, pour une chambre à deux ouvertures et une température ambiante uniforme d'air, est donné par l'expression:

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,o} A_o}{\sqrt{(1+A_r)}} \sqrt{\frac{2gL(T_f - T_r)}{T_r}} \quad (4.16)$$

La valeur du coefficient C_d , est prise égale à 0,6.

Le coefficient de transfert thermique convectif entre le mur absorbeur et le canal d'air est donné par:

$$h_w = \frac{Nu.K_f}{L_w} \quad (4.17)$$

Les propriétés physiques de l'air sont supposées varier linéairement avec la température de l'air. Les relations empiriques ci- dessous sont basées sur des données à partir de manuels sur les propriétés de l'air entre 300-350 K [28]:

La viscosité dynamique du fluide est exprimée par :

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472(T_f - 300)]. 10^{-5} \quad (4.18)$$

La masse volumique du fluide est :

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353(T_f - 300) \quad (4.19)$$

La chaleur spécifique du fluide est donnée par :

$$C_{p,a} = [1.007 + 0.00004(T_f - 300)] \times 10^3 \quad (IV.20)$$

Le coefficient de dilatation volumique dans le canal d'air est exprimé par :

$$\beta = 1/T_f \quad (4.21)$$

IV.3.2.3. Bilan énergétique sur l'absorbeur :

Le mur absorbeur est le principal élément déclencheur du fonctionnement de la cheminée. L'équation relative au bilan thermique au niveau de l'absorbeur est donnée par [27]:

$$T_w: \quad S_2 = h_w(T_w - T_f) + h_{rwg}(T_w - T_g) + U_b(T_w - T_r) \quad (4.22)$$

Le coefficient d'échange global du panneau isolant, situé sur la partie arrière du mur absorbeur s'exprime par :

$$U_b = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta w}{K_w}\right)} \quad (4.23)$$

Le flux radiatif absorbe par le mur est :

$$S_2 = \tau\alpha_2 H \quad (4.24)$$

IV.4. Paramètres caractéristiques de la cheminée solaire

IV.4.1. Distributions de températures sur l'absorbeur, le vitrage et le long du canal d'air

Les distributions de températures, T_g, T_w et T_f , respectivement sur le vitrage, l'absorbeur et le long du canal d'air sont déterminées moyennant la résolution du système d'équations relatif aux bilans thermiques autour de ces différents organes composant la cheminée solaire [28]. Le système d'équations (4.25) est composé des relations (4.1), (4.15), (4.22) :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_g : \quad (h_g + h_{rwg} + U_t)T_g - h_g T_f - h_{rwg} T_w = S_1 + U_t T_a \\ T_f : \quad h_g T_g - (h_g + h_w + M)T_f + h_w T_w = -M T_r \\ T_w : \quad -h_{rwg} T_g - h_w T_f + (h_w + h_{rwg} + U_b)T_w = S_2 + U_b T_r \end{array} \right. \quad (4.25)$$

Le système d'équations peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} (h_g + h_{rwg} + U_t) & -h_g & -h_{rwg} \\ h_g & -(h_g + h_w + M) & h_w \\ -h_{rwg} & -h_w & (h_w + h_{rwg} + U_b) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_g \\ T_f \\ T_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ -M T_r \\ S_2 + U_b T_r \end{bmatrix}$$

Le système matriciel est de la forme :

$$[A][T] = [C]$$

Le vecteur température peut être déterminé par la matrice inverse :

$$[T] = [A]^{-1}[C]$$

IV.4.2. Débit massique d'air a travers la cheminée:

Le débit massique d'air traversant la cheminée est donné par la relation (4.26) sous la forme [27]:

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,0} A_0}{\sqrt{(1+A_r)}} \sqrt{\frac{2gL(T_f - T_r)}{T_r}} \quad (4.26)$$

La vitesse d'écoulement d'air dans la cheminée est exprimée par :

$$V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_0} \quad (4.27)$$

IV.4.3. Efficacité instantanée :

L'efficacité instantanée du gain énergétique a travers la cheminée solaire est donnée par [27]:

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_{p,q} (T_{f,0} - T_{f,i})}{WLH} \times 100\% \quad (4.28)$$

IV.4.4. Taux de renouvellement d'air(ACH):

Il est défini comme étant le rapport du débit volumique de l'air au volume de la chambre. Cette expression est connue sous l'appellation, ACH (air change per hour). Ce paramètre est défini par, ASHRAE, par l'expression [30]:

$$ACH = \frac{Q_V \times 3600}{\text{Volume total de chambre}} \quad (4.29)$$

La résolution des équations (4.6), (4.15), (4.25) à (4.29) est établie en utilisant des techniques numériques, basées sur un processus itératif avec coefficient de relaxation. Les détails relatifs aux techniques numériques utilisées feront l'objet du chapitre V.

Chapitre V
Résolution Numérique

Résolution Numérique

V.1. Introduction

Les bilans thermiques au niveau du vitrage, sur l'absorbeur et le long de l'écoulement d'air ont donné lieu à des équations mathématiques assez complexes, seules les méthodes numériques permettront de les résoudre. Ces dernières, s'intéressent tant aux fondements théoriques qu'à la mise en pratique des méthodes permettant de résoudre, par des calculs purement numériques, des problèmes d'analyse mathématique.

Le but des méthodes numériques est relatif à la transformation des équations mathématiques assez complexes, souvent non linéaire, en des équations algébriques calculable avec des bonnes approximations [17].

Certains problèmes de mathématiques peuvent être résolus numériquement de façon exacte par un algorithme en un nombre fini d'opérations. Ces algorithmes sont parfois appelés méthodes directes ou qualifiés de finis (exemples: l'élimination de Gauss- Jordan pour la résolution d'un système d'équations linéaires). Cependant, aucune méthode directe n'est connue pour certains problèmes, Dans de tels cas, il est parfois possible d'utiliser une méthode itérative pour tenter de déterminer une approximation de la solution.

Une telle méthode démarre d'une valeur estimée grossièrement et trouve des approximations successives qui devraient converger vers la solution sous certaines conditions. Même lorsqu'une méthode directe existe, une méthode itérative peut être préférable car elle est souvent plus efficace et même souvent plus stable (notamment elle permet le plus souvent de corriger des erreurs mineures dans les calculs intermédiaires).

Ainsi, dans le cas présent, les distributions de températures moyennes de l'absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée, sont déterminées par la résolution d'un système matriciel, en utilisant un programme de calcul en langage MATLAB développé dans le cadre d'étude, par utilisation d'une méthode itérative avec relaxation.

V.2. Système d'équations linéaires

On appelle système linéaire d'ordre n (n entier positif), une expression de la forme:

$$Ax = b \quad (5.1)$$

Où : $A = (a_{ij})$, $1 \leq i \leq n$ et $1 \leq j \leq n$, désigne une matrice de taille $n \times n$ de nombres réels ou complexes.

et : $b = (b_i)$, $1 \leq i \leq n$, un vecteur colonne réel ou complexe.

$x = (x_i)$, $1 \leq i \leq n$, est le vecteur des inconnues du système.

La relation précédente équivaut aux équations:

$$\sum_{j=1}^n a_{ij}x_j = b_i \quad 1 \leq i \leq n. \quad (5.2)$$

V.3. Méthodes de résolutions de systèmes linéaires:

V.3.1. Méthodes directes:

Les méthodes directes de résolution des systèmes linéaires sont des méthodes dans lesquelles la solution est obtenue de façon exacte en un nombre fini d'opérations. De façon exacte s'entend, sur un ordinateur, aux erreurs « d'arrondis machine » près. Par contre, les méthodes directes ont un coût important en stockage mémoire. Cela rend leur application, dans certains cas, pratiquement impossible en l'état actuel de la technologie, pour de gros systèmes à plus de 10^5 inconnues [46].

On peut citer parmi les méthodes directes de résolutions des systèmes linéaires : la méthode d'élimination de Gauss, la méthode de Gauss- Jordan, la méthode de factorisation LU...

V.3.2. Méthodes itératives:

Les méthodes itératives sont utilisées soit pour la résolution de systèmes linéaires de très grandes tailles, soit lorsque l'on dispose d'une estimation de la solution que l'on veut améliorer.

L'idée des méthodes itératives est de construire une suite de vecteurs $x^{(k)}$ qui converge vers le vecteur x , solution du système $Ax = b$, tel que:

$$x = \lim_{k \rightarrow \infty} x^{(k)} \quad (5.3)$$

L'intérêt des méthodes itératives, comparées aux méthodes directes, est d'être simple à programmer et de nécessiter moins de place en mémoire. En revanche le temps de calcul est souvent plus long.

V.4. Méthodes itératives de résolutions des systèmes linéaires:

V.4.1. Méthode de Jacobi:

La méthode de Jacobi est une méthode itérative de résolution de système linéaire de la forme $Ax=B$ où :

$$\begin{pmatrix} A_{11} & \cdots & A_{1j} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{i1} & \cdots & A_{ij} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_1 \\ \vdots \\ B_i \end{pmatrix} \quad (5.4)$$

Pour cela, on va construire une suite de vecteurs:

$$x^{(0)}, x^{(1)}, \dots, x^{(k)}, x^{(k+1)}, \dots$$

Qui converge vers x , solution du système d'équations linéaires.

V.4.1.1. Algorithme:

Un vecteur initial $x^{(0)}$ étant donné, l'algorithme suivant permet de déterminer les éléments successifs de la suite:

On décompose la matrice A en trois matrices L, D et U, tel que:

- La matrice L: est constituée des termes qui se trouvent au-dessous de la diagonale principale de A ($j < i$) ;
- La matrice D: contient les termes diagonaux de A ($j = i$) ;
- La matrice U: est constituée des termes qui se trouvent au-dessus de la diagonale principale de A ($j > i$).

$$L = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ A_{21} & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \dots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

$$D = \begin{pmatrix} A_{11} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & A_{22} & \dots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & A_{nn} \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

$$U = \begin{pmatrix} 0 & A_{12} & \dots & A_{1n} \\ 0 & 0 & \dots & A_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

Le système à résoudre peut alors s'écrire sous la forme:

$$Dx = B - (L + U)x \quad (5.8)$$

D'où l'on tire la formule de récurrence:

$$x^{(k+1)} = D^{-1}[B - (L + U)]x^{(k)} \quad (5.9)$$

Ce qui permet de calculer $x^{(k+1)}$ lorsque $x^{(k)}$ est connu.

$$x_i^{(k+1)} = \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k)}}{A_{ii}} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.10)$$

On remarquera que toutes les composantes de $x^{(k)}$ sont utilisées pour le calcul de chaque composante de $x^{(k+1)}$.

V.4.1.2. Erreur:

A chaque itération, le vecteur trouvé, $x^{(k+1)}$, comporte une certaine erreur:

$$E^{(k+1)} = x^{(k+1)} - x^{(k)} \quad (5.11)$$

En posant : $P = D^{-1}(L+U)$

On aura alors : $E^{(k+1)} = P^{(k+1)} \cdot x^{(0)}$ (5.12)

V.4.2. Méthode de Gauss- Seidel:

La méthode de Gauss-Seidel [47] est une méthode itérative de résolution des systèmes linéaires de la forme $Ax = B$ ou:

$$\begin{pmatrix} A_{11} & \cdots & A_{1j} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{i1} & \cdots & A_{ij} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_1 \\ \vdots \\ B_i \end{pmatrix} \quad (5.13)$$

Pour cela, on va construire une suite de vecteurs:

$$x^{(0)}, x^{(1)}, \dots, x^{(k)}, x^{(k+1)}, \dots$$

Qui converge vers x , solution du système d'équations linéaires.

V.4.2.1. Algorithme:

Un vecteur initial $x^{(0)}$ étant donné, l'algorithme suivant permet de déterminer les éléments successifs de la suite:

On décompose la matrice A en trois matrices L , D et U , tel que:

-La matrice L: est constituée des termes qui se trouvent au-dessous de la diagonale principale de A ($j < i$) ;

-La matrice D: contient les termes diagonaux de A ($j = i$) ;

-La matrice U: est constituée des termes qui se trouvent au-dessus de la diagonale principale de A ($j > i$).

$$L = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ A_{21} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.14)$$

$$D = \begin{pmatrix} A_{11} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & A_{22} & \cdots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & A_{nn} \end{pmatrix} \quad (5.15)$$

$$U = \begin{pmatrix} 0 & A_{12} & \cdots & A_{1n} \\ 0 & 0 & \cdots & A_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.16)$$

Le système à résoudre peut alors s'écrire sous la forme:

$$(D + L)x = B - Ux \quad (5.17)$$

D'où l'on tire la formule de récurrence:

$$x^{(k+1)} = (D + L)^{-1}(B - Ux^{(k)}) \quad (5.18)$$

Ce qui permet de calculer les composantes de $x^{(k+1)}$ lorsque celles de x sont connues.

$$x_i^{(k+1)} = \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k)}}{A_{ii}} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.19)$$

On remarquera que chaque composante de $x^{(k)}$ n'est utilisée que jusqu'au calcul de la composante correspondante de $x^{(k+1)}$.

V.4.2.2. Variante:

Il est aussi possible de calculer les $x_i^{(k+1)}$ à partir du $x_i^{(k)}$. Cela revient à permuter le rôle des matrices L et U. La formule de récurrence devient

$$x^{(k+1)} = (D + L)^{-1}(B - Ux^{(k)}) \quad (5.20)$$

Ce qui permet de calculer les composantes de $x^{(k+1)}$ lorsque celles de x sont connues.

$$x_i^{(k+1)} = \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k+1)}}{A_{ii}} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.21)$$

V.4.2.3. Erreur:

A chaque itération, le vecteur trouvé $x^{(k+1)}$ comporte une certaine erreur:

$$E^{(k+1)} = x^{(k+1)} - x^{(k)} \quad (5.22)$$

En posant: $P = D + L^{-1} U \quad (5.23)$

On aura alors: $E^{(k+1)} = P^{(k+1)} \cdot x^{(0)} \quad (5.24)$

V.4.3. Méthode de sur-relaxation (SOR):

En utilisant la méthode de Gauss- Seidel, on constate qu'à chaque itération la correction apportée au vecteur solution a tendance à être sous-estimée. En d'autres termes, le vecteur converge trop lentement vers la solution. D'où l'idée d'augmenter la correction, à l'aide d'un facteur multiplicatif ω , appelé paramètre de relaxation [47].

Comme dans la méthode de Gauss- Seidel, on décompose la matrice A en trois matrices L, D et U.

$$L = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ A_{21} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.25)$$

$$D = \begin{pmatrix} A_{11} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & A_{22} & \cdots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & A_{nn} \end{pmatrix} \quad (5.26)$$

$$U = \begin{pmatrix} 0 & A_{12} & \cdots & A_{1n} \\ 0 & 0 & \cdots & A_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{pmatrix} \quad (5.27)$$

Le système à résoudre peut alors s'écrire sous la forme:

$$(D + \omega L)x = \omega B + (1 - \omega)D - \omega Ux \quad (5.28)$$

D'où l'on tire la formule de récurrence:

$$x^{(k+1)} = (D + \omega L)^{-1}(\omega B + (1 - \omega)D - \omega Ux^{(k)}) \quad (5.29)$$

Ce qui permet de calculer les composantes de $x^{(k+1)}$ lorsque celles de x sont connues.

$$x_i^{(k+1)} = \omega \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k)}}{A_{ii}} + (1 - \omega)x_i^{(k)} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.30)$$

Remarque: En posant : $\omega = 1$, on retrouve la méthode de Gauss- Seidel.

V.4.3.1. Variante:

Il est aussi possible de calculer les $x_i^{(k+1)}$ à partir du dernier. Cela revient à permuter le rôle des matrices L et U. La formule de récurrence devient:

$$x^{(k+1)} = (D + \omega U)^{-1}(\omega B + (1 - \omega)D - \omega Lx^{(k)}) \quad (5.31)$$

Ce qui permet de calculer les composantes de $x^{(k+1)}$ lorsque celles de x sont connues.

$$x_i^{(k+1)} = \omega \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k+1)}}{A_{ii}} + (1 - \omega)x_i^{(k)} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.32)$$

V.4.3.2. Erreur:

A chaque itération, le vecteur trouvé $x^{(k+1)}$ comporte une certaine erreur:

$$E^{(k+1)} = x^{(k+1)} - x^{(k)} \quad (5.33)$$

En posant: $P = D + L^{-1}U$ (5.34)

On aura alors: $E^{(k+1)} = P^{(k+1)} \cdot x^{(0)}$ (5.35)

V.5. Convergence des méthodes itératives:

L'algorithme converge si : $\lim_{k \rightarrow \infty} \|E^{(k)}\| = 0$ ou, ce qui revient à écrire :

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \|P^{(k)}\| = 0$$

- Une condition nécessaire et suffisante pour que : $\lim_{k \rightarrow \infty} \|P^{(k)}\| = 0$, est que les modules de toutes les valeurs propres de P soient strictement inférieurs à 1 .
- La formule de récurrence converge, quel que soit $x^{(0)}$, si la matrice A est à diagonale dominante, c'est-à-dire si la valeur absolue de chaque terme diagonal est supérieure à la somme des valeurs absolues des termes rectangles placés sur la même ligne.

V.5.1. Résidu:

On appelle résidu le vecteur $R^{(k)} = B - Ax^{(k)}$. La précision exigée ε étant donnée, on arrête les itérations lorsque :

$$\frac{R^{(k)}}{B} < \varepsilon \quad (5.36)$$

V.6. Méthode de surrelaxation symétrique (SSOR)

La sur-relaxation successive symétrique (SSOR) [47] est une variante qui consiste à faire jouer le même rôle aux matrices L et U, en alternant une itération dans laquelle on commence par la première composante du vecteur x et une dans laquelle on commence par la dernière. On a donc une paire de formules de récurrence:

$$x^{(k+1)} = (D + \omega L)^{-1}(\omega B + (1 - \omega)D - \omega Ux^{(k)}) \quad (5.37)$$

$$x^{(k+2)} = (D + \omega U)^{-1}(\omega B + (1 - \omega)D - \omega Lx^{(k+1)}) \quad (5.38)$$

Ce qui permettra de calculer les composantes de $x^{(k+1)}$ et $x^{(k+2)}$ lorsque celles de x sont connues.

$$x_i^{(k+1)} = \omega \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k)}}{A_{ii}} + (1 - \omega)x_i^{(k)} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.39)$$

$$x_i^{(k+2)} = \omega \frac{B_i - \sum_{j=1}^{i-1} A_{ij}x_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n A_{ij}x_j^{(k+2)}}{A_{ii}} + (1 - \omega)x_i^{(k+1)} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.40)$$

V.7. Détails de calcul:

Dans cette étude, Le système d'équations à résoudre est linéaire, classique. Il est de la forme :

$$\begin{cases} a_{11}T_G + a_{12}T_w + a_{13}T_f = b_1 \\ a_{21}T_G + a_{22}T_w + a_{23}T_f = b_2 \\ a_{31}T_G + a_{32}T_w + a_{33}T_f = b_3 \end{cases} \quad (5.41)$$

Le système d'équations pourra être écrit sous la forme :

$$A.T = B \quad (5.42)$$

Avec :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} ; B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{bmatrix} ; T = \begin{bmatrix} T_G \\ T_w \\ T_f \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

La solution T est donnée par :

$$T = A^{-1}.B \quad (5.44)$$

Par utilisation de la méthode itérative de Gauss- Seidel avec relaxation, et sa mise en forme sous programme de calcul en MATLAB développé dans le cadre de cette étude, les distributions de températures moyennes de l'absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée, seront ainsi déterminées.

Les coefficients : a_{ij} et b_i ne sont pas constants mais dépendent de : T_f , T_G et T_w .

On prendra des estimées : T_G^0 , T_w^0 et T_f^0 pour calculer les coefficients : a_{ij}^0 et b_i^0 .

On résout le système ci- dessous pour obtenir les nouvelles valeurs : T_G^1 , T_w^1 et T_f^1 .

On reboucle à chaque fois jusqu'à ce que : $|T_i^k - T_i^{k-1}| < \varepsilon$. Où: $i=g, w$ et f .

V.7.1. Organigramme de calcul:

L'organigramme ci-dessous (Figure 5.1) montre les étapes relatives au calcul des distributions de températures ainsi que les performances énergétiques de la cheminée.

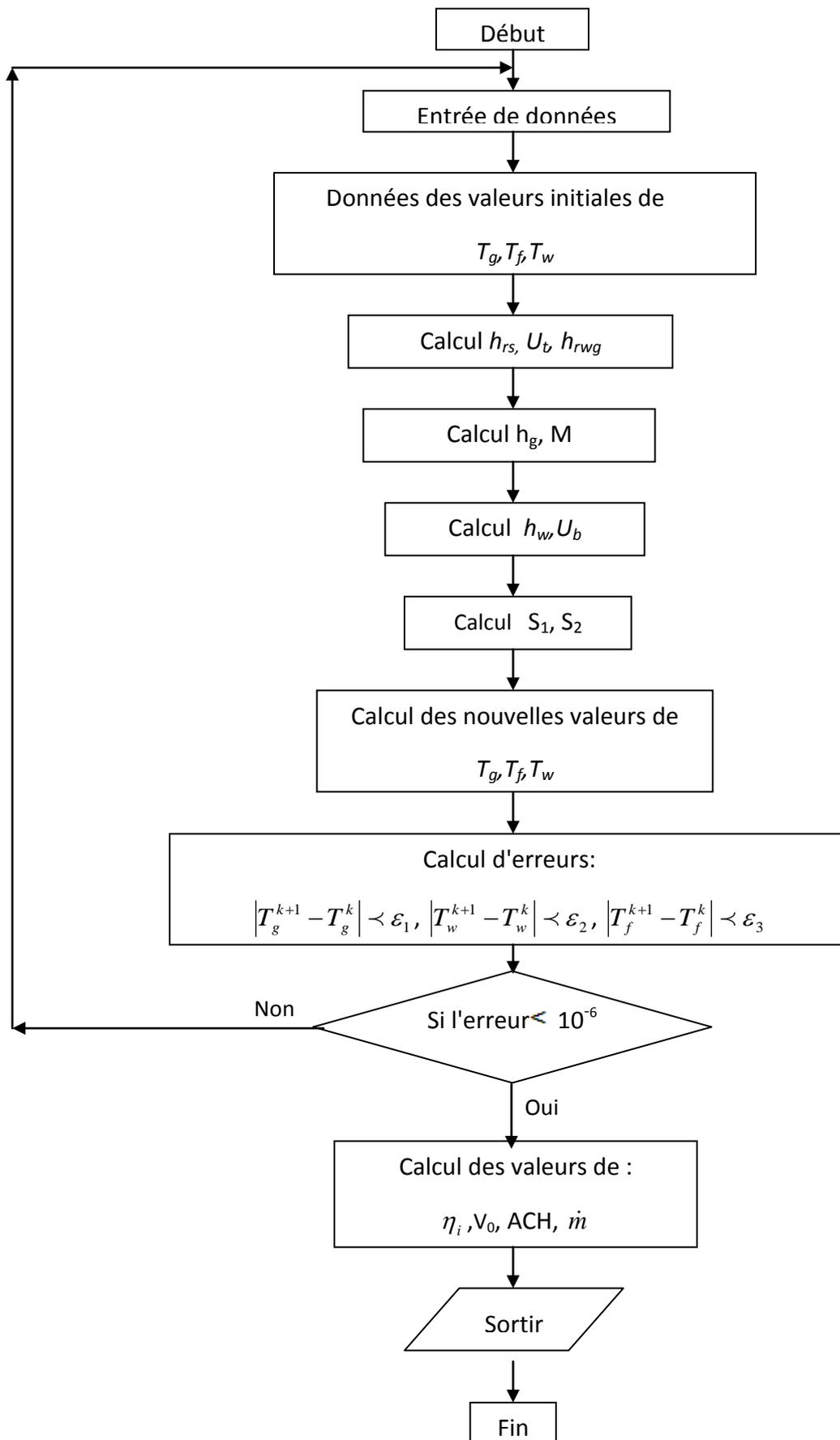


Figure 5.1. Organigramme de Calcul.

Chapitre VI

Résultats et Discussions

Résultats et Discussions

VI.1.Introduction

Les bilans thermiques au niveau du vitrage, sur l'absorbeur et le long de l'écoulement d'air, sont résolus par la méthode numérique de Gauss- Seidel avec relaxation, à l'aide d'un programme en Matlab, pour la détermination des distributions des températures moyennes de l'absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement de l'air dans la cheminée. Les résultats ainsi obtenus, sont comparés avec ceux de la littérature [27] et [28]. Il est à noter que les coefficients intervenants dans le système d'équations à résoudre sont fonctions des températures (du vitrage, du mur stockeur, du fluide). A cet effet, une méthode itérative est utilisée pour résoudre le système d'équations.

Notre travail consiste à étudier les performances énergétiques de la cheminée en fonction des paramètres géométriques et environnementaux. Le site d'Adrar est choisi pour la disponibilité de la banque de donnée relative au rayonnement solaire et à la température ambiante ainsi que pour son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.

Deux configurations géométriques du modèle physique de cheminée solaire ont été utilisées dans le cadre de cette étude. La première, d'Ong et Chow [27] est montrée en figure VI.1. La seconde est celle d'Ong [28], est montrée en figure VI.2. Les détails relatifs au schéma de la seconde configuration ont été donnés au chapitre IV.

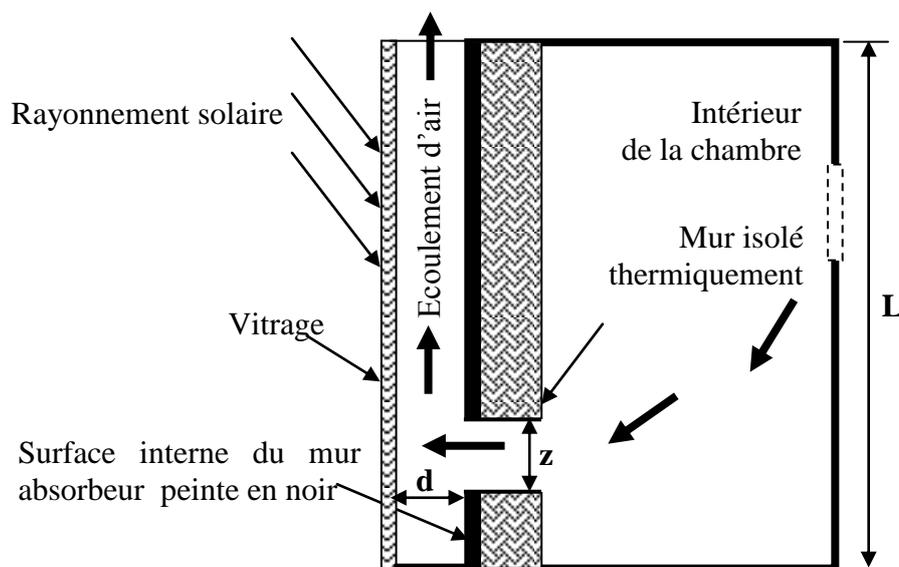


Figure VI.1. Configuration de la cheminée d'Ong et Chow [27].

Les paramètres considérés dans la première configuration [27] sont : la hauteur de la cheminée, $L = 2\text{m}$; La température ambiante : $T_a=303\text{K}$; La distance entre le vitrage et le mur absorbeur: d , variant entre 0.1 et 0.3m ; La largeur de la cheminée : $W=0.45\text{m}$; La vitesse du vent : $V_w=0.5\text{ m/s}$.

Les paramètres considérés dans la seconde configuration [28] sont : la hauteur de la cheminée, $L = 2\text{m}$; La surface d'entrée du fluide qu'est égale à la surface de sortie : $A_0=A_i=0.025\text{m}^2$; La température ambiante : $T_a=305\text{K}$; La distance entre le vitrage et le mur absorbeur: $d=\text{cste}=0.145\text{ m}$; La vitesse du vent $V_w=1\text{ m/s}$.

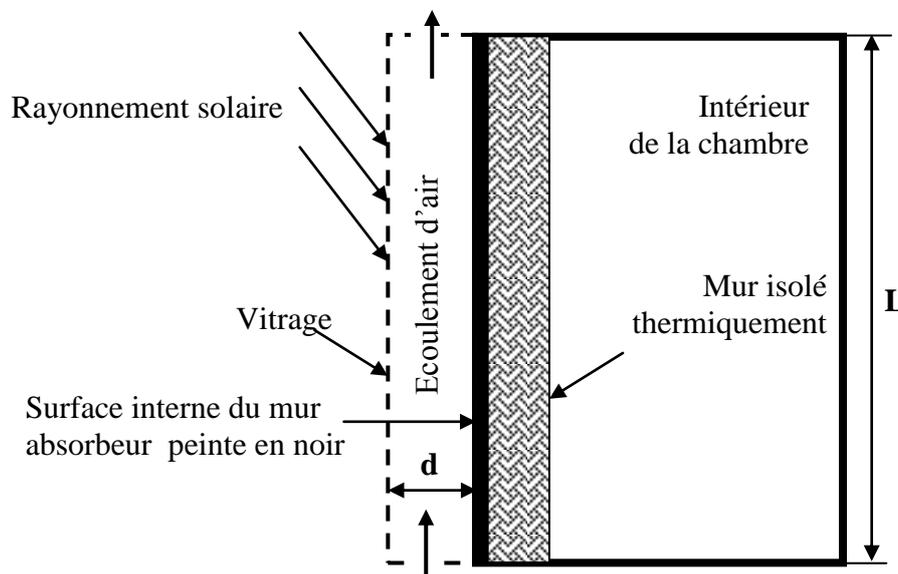


Figure VI.2. Configuration de la cheminée d'Ong [28].

VI.2. Comparaison entre nos résultats et ceux de la littérature:

Les figures (VI.3) et (VI.4) montrent respectivement les distributions des températures moyennes du vitrage, le long du canal d'air et de l'absorbeur en fonction de la largeur de la cheminée, d , pour deux valeurs de rayonnement solaires : $H=200\text{W/m}^2$ et $H=650\text{W/m}^2$.

On note, à première vue, que les profils de températures moyennes ne sont pas très influencés par la largeur de la cheminée et qu'un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong et Chow [27]. A titre d'indication pour une intensité solaire de 200W/m^2 , la température moyenne du mur absorbeur calculé par notre programme est d'environ 44.8°C ; Elle est de 45°C pour Ong et Chow [27].

Pour une intensité $H=650W/m^2$, la température moyenne du mur stockeur est d'environ $74.5^{\circ}C$ pour notre cas et de $75.5^{\circ}C$ pour Ong et Chow [27].

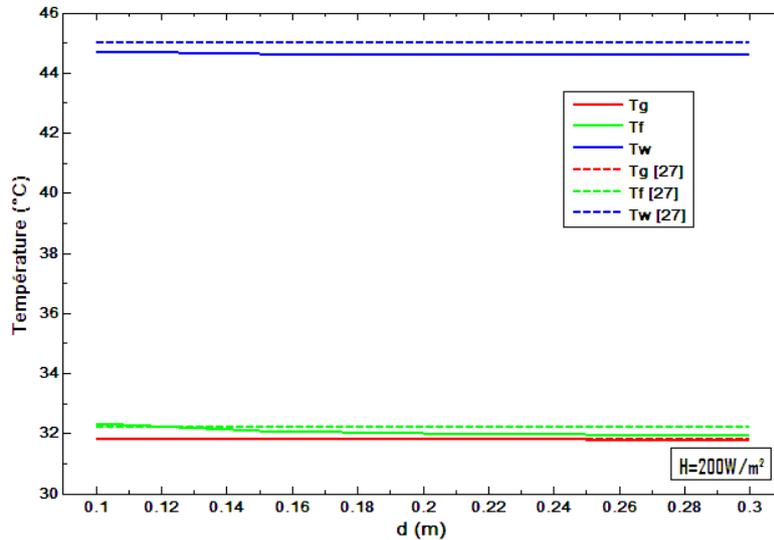


Figure (VI.3): Distributions des températures moyennes du vitrage (Tg), de l'air dans le canal (Tf) et du mur absorbeur (Tw) en fonction de la largeur, d , de la cheminée, pour : $H=200W/m^2$.

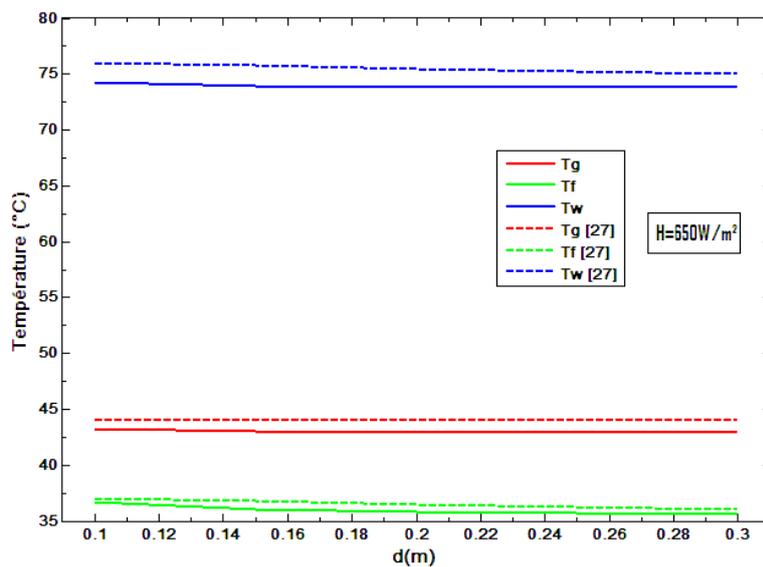


Figure (VI.4): Distributions des températures moyennes du vitrage (Tg), de l'air dans le canal (Tf) et du mur absorbeur (Tw) en fonction de la largeur, d , de la cheminée, pour : $H=650W/m^2$.

Il est à souligner également que la température de l'absorbeur est plus élevée que celle de l'écoulement d'air et du vitrage, ce qui est prévisible, l'absorption du rayonnement thermique élève la température de la paroi du mur absorbeur et contribue à l'élévation de la température de l'air en contact avec ces parois. Plus le rayonnement solaire est important plus cet écart est important aussi.

La figure (VI.5) montre l'évolution de l'efficacité instantanée en fonction de la largeur, d , de la cheminée, pour : $H=200 \text{ W/m}^2$ et $H=650 \text{ W/m}^2$.

Il est à noter que l'efficacité n'est pas très influencée par la largeur, d , de la cheminée et qu'un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong et Chow [27]. Pour une intensité radiative de 200 W/m^2 , l'efficacité est d'environ 20%, et pour une intensité de 650 W/m^2 , l'efficacité est de 28%.

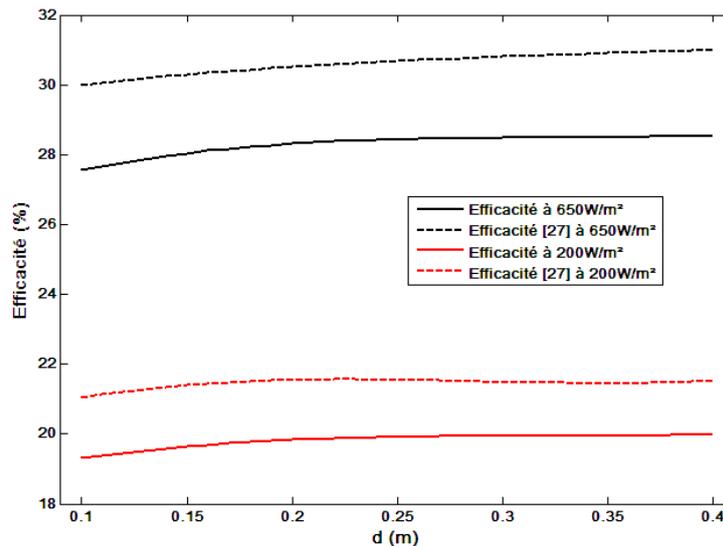


Figure (VI.5): Evolution de l'efficacité instantanée en fonction de la largeur, d , de la cheminée, pour : $H=200 \text{ W/m}^2$ et $H=650 \text{ W/m}^2$.

La figure (VI.6) montre la comparaison des résultats obtenus dans le cadre de cette étude avec ceux d'Ong [28]. Ces résultats sont relatifs aux distributions des températures moyennes du vitrage, de l'air dans le canal, du mur absorbeur ainsi que la température de sortie d'air dans le canal en fonction de la longueur du mur absorbeur, L , pour un rayonnement $H= 400 \text{ W/m}^2$.

On note que les profils des températures sont légèrement influencés par la variation de la longueur du mur absorbeur, et qu'un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong [28]. A titre d'indication, pour une intensité solaire de 400 W/m^2 ,

la température moyenne du mur absorbeur varie entre 67°C et 68.5°C pour une longueur du mur absorbeur variante de 0.4 à 4m pour notre cas et elle varie entre 67.5°C et 70°C pour le cas d'Ong [28].

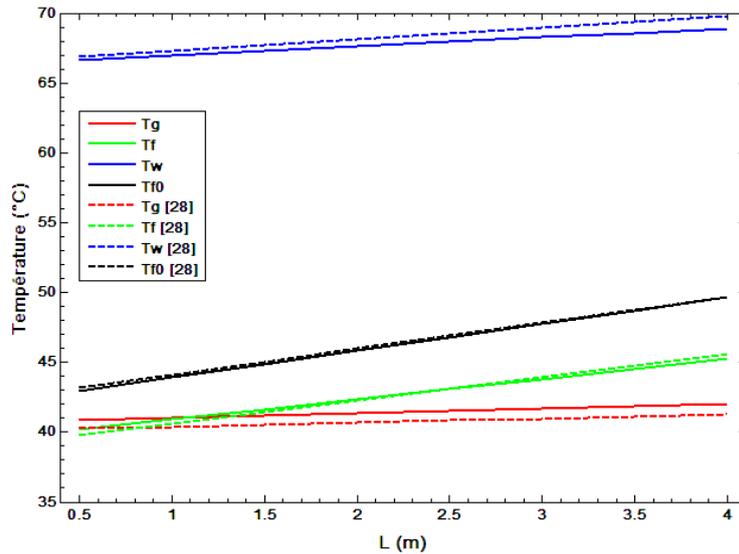


Figure (VI.6). Distributions des températures moyennes du vitrage (T_g), de l'air dans le canal (T_f), du mur absorbeur (T_w) et de sortie d'air (T_{f0}) en fonction de la longueur du mur absorbeur.

Il est à souligner également que la température de l'absorbeur est plus élevée que celle de l'écoulement d'air et du vitrage, ce qui est prévisible, l'absorption du rayonnement thermique élève la température de la paroi du mur absorbeur et contribue à l'élévation de la température de l'air en contact avec ces parois.

La figure (VI.7) montre respectivement l'évolution du débit massique et de l'efficacité instantanée en fonction de la longueur du mur absorbeur, L , pour $H = 400 \text{ W/m}^2$.

Il est à noter que la variation du débit massique, est pratiquement, proportionnelle à la longueur du mur absorbeur. Pour une longueur de mur variant entre 0.4 et 4m, le débit massique varie entre $5 \cdot 10^{-3}$ et $19 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$. On note également le bon accord entre nos résultats et ceux d'Ong [28]. L'efficacité est par contre inversement proportionnelle à la longueur du mur absorbeur. Plus la taille du mur absorbeur est grande plus l'efficacité est moins importante.

Pour une longueur de mur variant entre 0.4 et 4m, l'efficacité décroît de 25 et 21 %. Un bon accord est observé également entre nos résultats obtenus et ceux d'Ong [28].

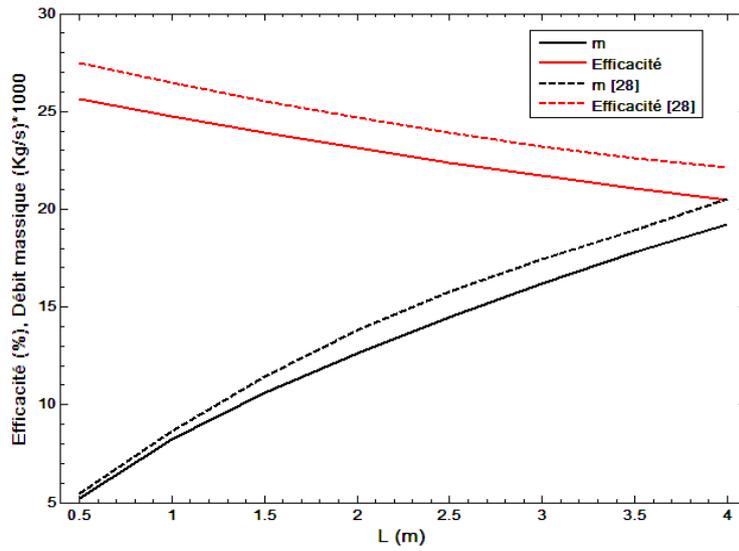


Figure (VI.7): Evolution du débit massique (\dot{m}) et de l'efficacité (η) en fonction de la longueur du mur absorbeur pour $H= 400 \text{ W/m}^2$.

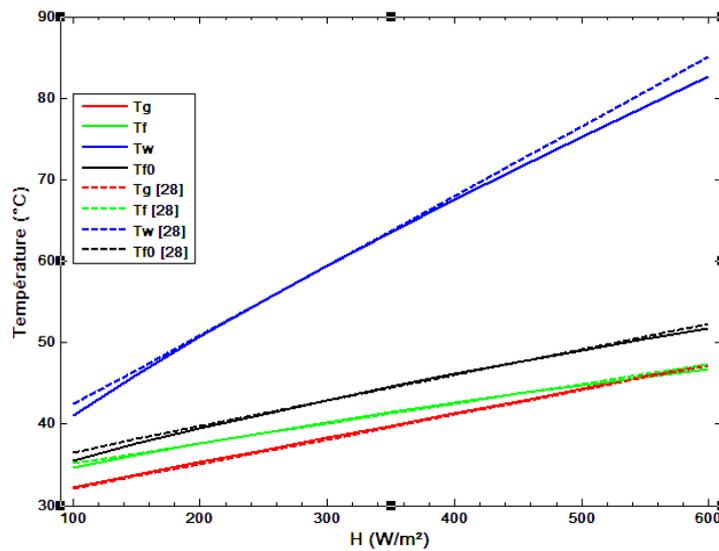


Figure (VI.8): Distributions des températures moyennes du vitrage (T_g), de l'air dans le canal (T_f), du mur absorbeur (T_w) et de sortie d'air dans le canal (T_{f0}) en fonction du rayonnement solaire incident.

La figure (VI.8) montre une comparaison entre nos résultats et ceux d'Ong [28] relatifs aux distributions des températures moyennes du vitrage (T_g), de l'air dans le canal (T_f), du mur absorbeur (T_w) et celle de la sortie d'air dans le canal (T_{f0}) en fonction du rayonnement solaire incident, H .

Comme on l'avait souligné précédemment, la température du mur stockeur est plus élevée que celle du vitrage et du canal d'air. Elle évolue, pratiquement, linéairement et de manière croissante avec le rayonnement incident, H . Un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong [28].

L'évolution du débit massique d'air et de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident, H , est montrée en figure (VI.9).

On note l'augmentation du débit massique et de l'efficacité avec le rayonnement solaire incident, H , et le bon accord entre nos résultats et ceux d'Ong [28].

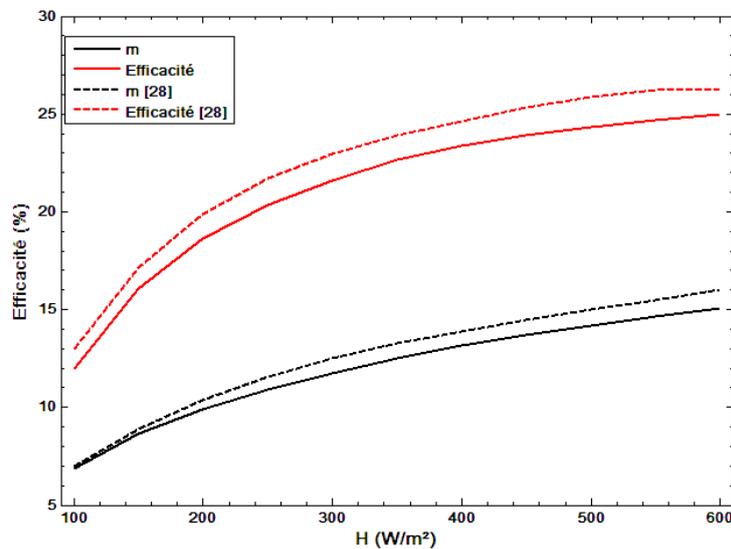


Figure (VI.9). Evolution du débit massique d'air et de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident. Comparaison de résultats.

VI.3. Effets de certains paramètres sur les performances énergétiques de la cheminée

VI.3.1. Effet du changement de la longueur du mur absorbeur

Les figures (VI.10), (VI.11), (VI.12), montrent respectivement l'effet de la longueur du mur absorbeur, L , sur la vitesse de sortie d'air, l'efficacité instantanée et le débit massique.

On note que ces trois paramètres augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident, H . La vitesse de sortie et le débit massique augmentent avec l'augmentation de la longueur du mur absorbeur, L . Par contre, l'efficacité instantanée est inversement proportionnelle à la longueur, L .

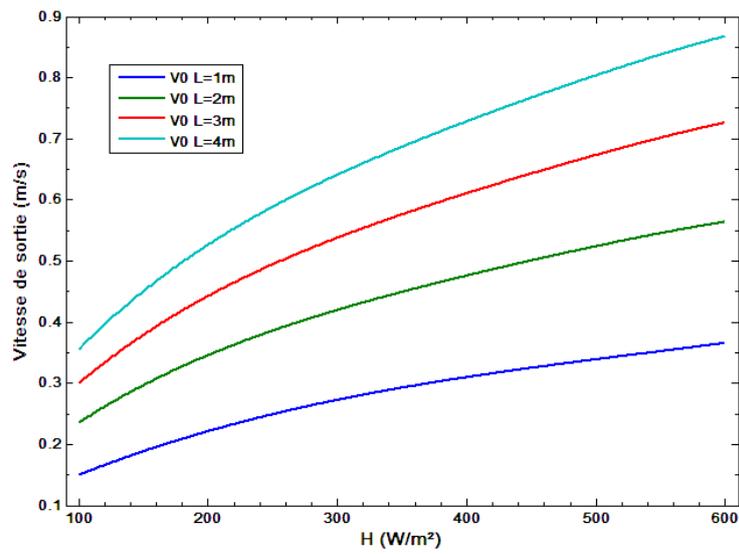


Figure (VI.10): Evolution de la vitesse de sortie en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L .

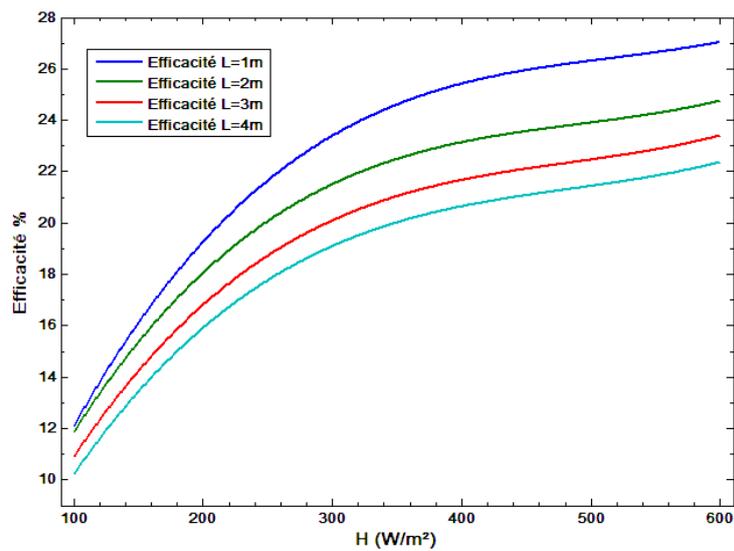


Figure (VI.11): Evolution de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L .

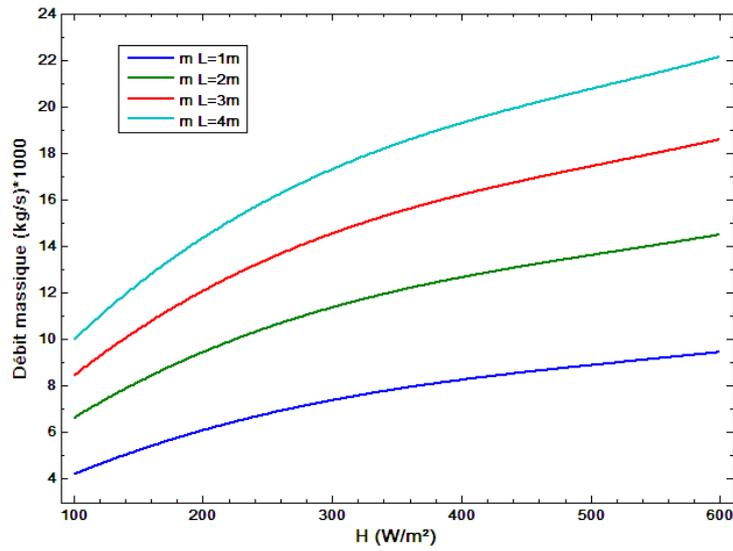


Figure (VI.12): Evolution du débit massique en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L.

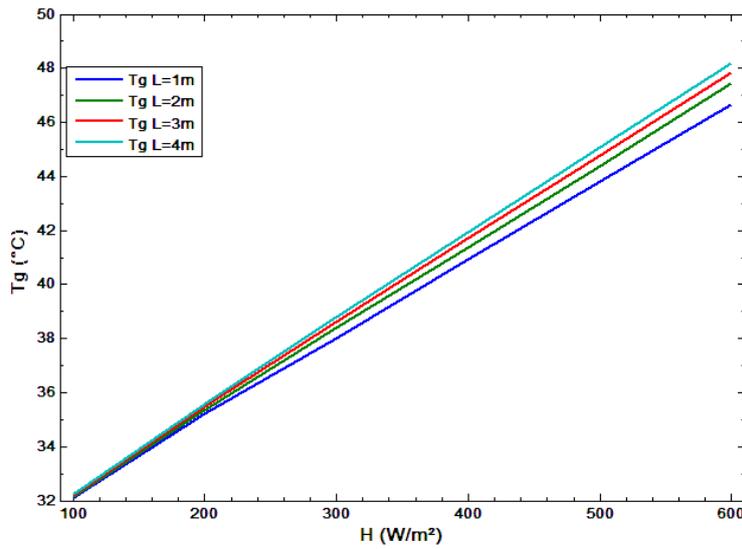


Figure (VI.13) : Distribution de la température moyenne du vitrage en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L.

Les figures (VI.13), (VI.14), (VI.15), (VI.16), montrent les distributions des températures moyennes du vitrage, de l'air dans le canal, du mur stockeur et la sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, H, pour différentes valeurs de la longueur du mur absorbeur, L. On note que ces températures augmentent avec le rayonnement incident et que l'effet de la longueur, L, n'est perceptible que pour l'écoulement de fluides compte tenu des échanges entre le fluide et les parois.

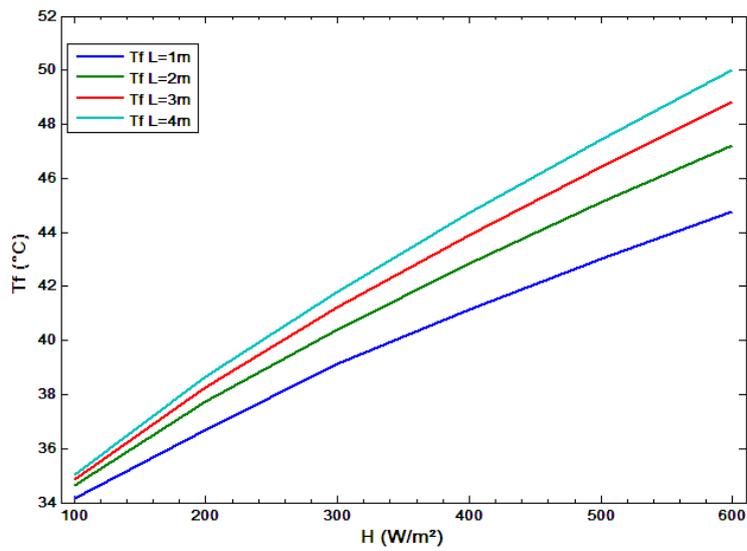


Figure (VI.14): Distribution de la température moyenne de l'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L.

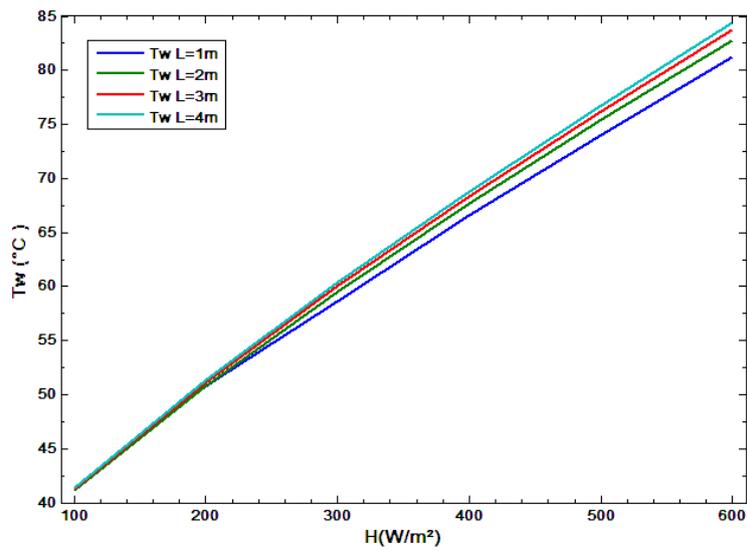


Figure (VI.15): Distribution de la température moyenne du mur vertical en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L.

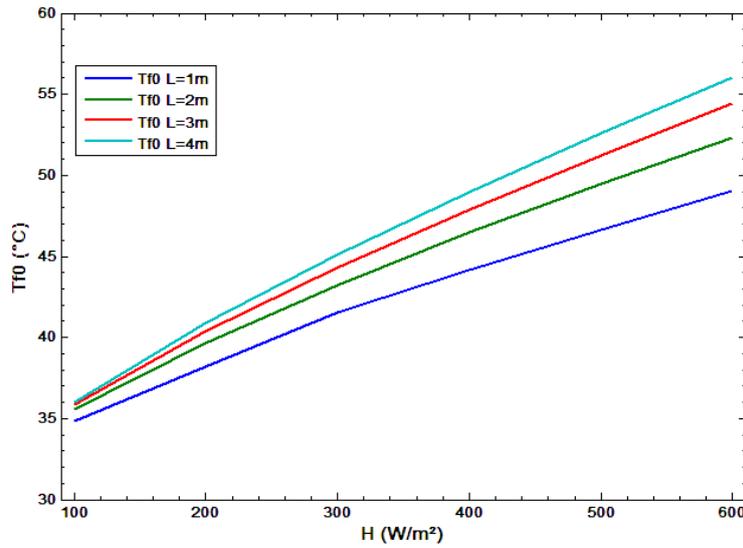


Figure (VI.16): Distribution de la température de sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de L .

VI.3.2. Influence du rayonnement solaire incident

Les figures (VI.17), (VI.18), (VI.19), montrent respectivement l'évolution de la vitesse de sortie, de l'efficacité instantanée et du débit massique en fonction de la longueur du mur absorbeur, L , pour un rayonnement incident, $H=200 \text{ W/m}^2$ et $H=650 \text{ W/m}^2$.

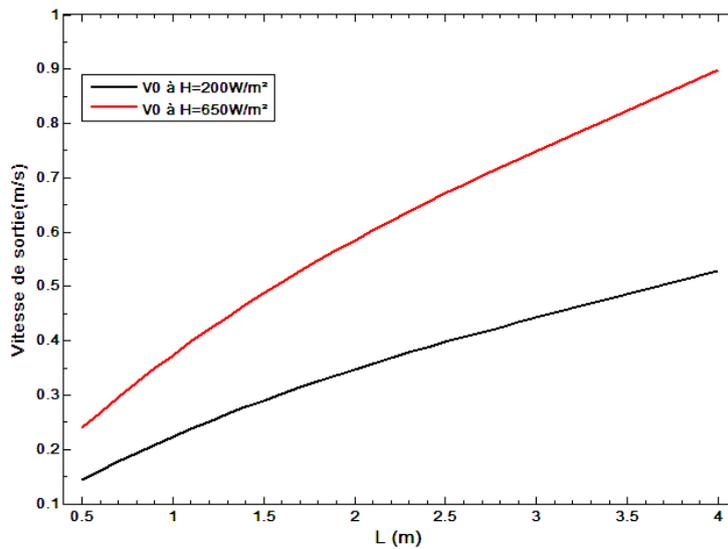


Figure (VI.17) : L'évolution de la vitesse de sortie en fonction de la longueur du mur absorbeur, pour $H=200 \text{ W/m}^2$ et $H=650 \text{ W/m}^2$.

On note que ces trois paramètres augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident. La vitesse de sortie V_0 et le débit massique augmentent aussi avec l'augmentation de L : pour L variant entre 0.5 et 4m, la vitesse de sortie V_0 varie entre 0.15 et 0.51m/s pour $H=200\text{W/m}^2$, et entre [0.25 et 0.9] m/s pour $H=650\text{W/m}^2$. En revanche, l'efficacité instantanée est inversement proportionnelle à L .

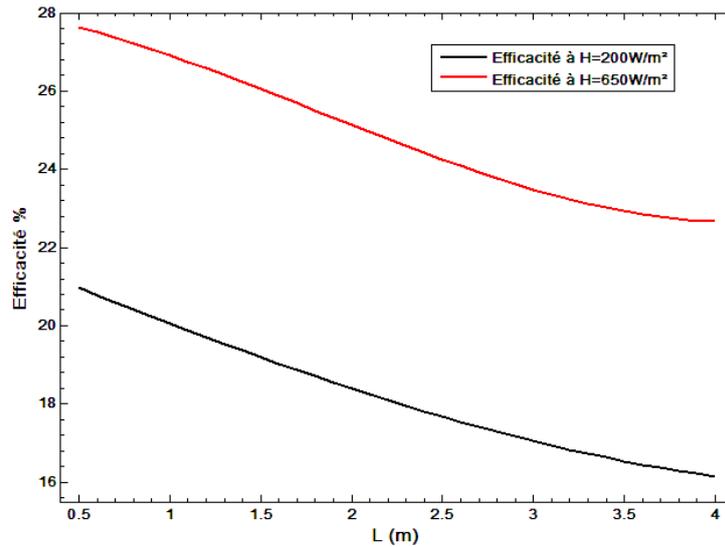


Figure (VI.18) : L'évolution de l'efficacité instantanée en fonction de la longueur du mur absorbant, pour $H=200\text{ W/m}^2$ et $H=650\text{ W/m}^2$.

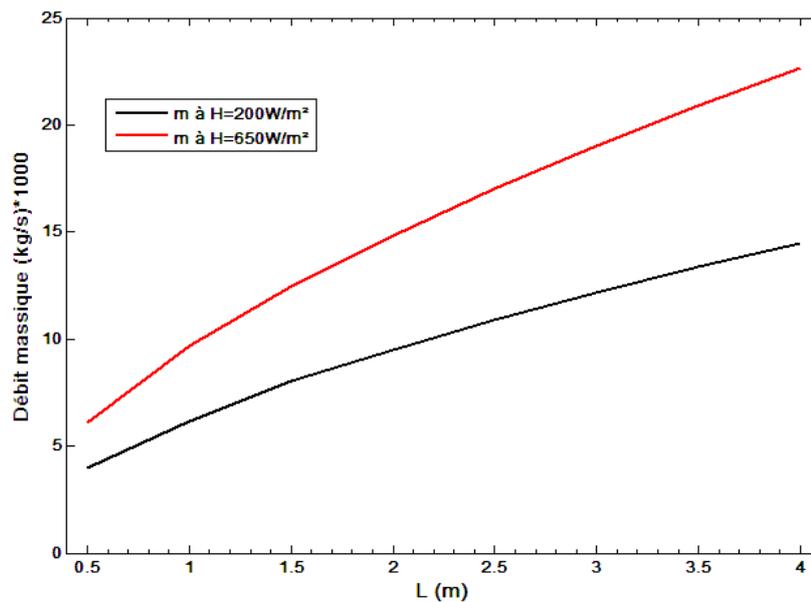


Figure (VI.19) : L'évolution du débit massique en fonction de la longueur du mur absorbant, pour $H=200\text{ W/m}^2$ et $H=650\text{ W/m}^2$.

VI.3.3. Influence des surfaces d'entrée/sortie du fluide

La figure (VI.20) montre l'évolution de la vitesse de sortie en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la section.

On note que la vitesse de sortie augmente avec l'augmentation du rayonnement solaire incident, et qu'elle est inversement proportionnelle à la section d'entrée et de sortie du fluide. Ce résultat est prévisible compte tenu que pour un débit fixe, la vitesse augmente avec la diminution de la section.

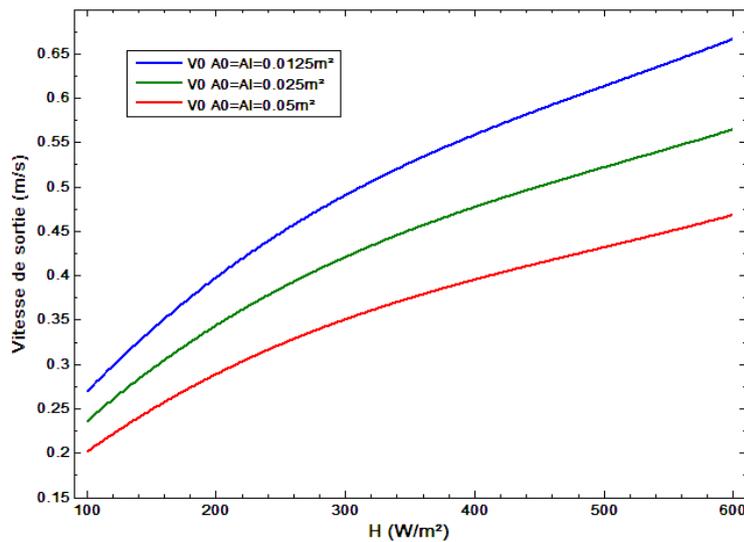


Figure (VI.20) : Evolution de la vitesse de sortie d'air en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la section.

Les figures (VI.21), (VI.22), montrent respectivement, l'évolution de l'efficacité instantanée et du débit massique en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface. On note que ces deux paramètres augmentent avec l'augmentation de la surface. Plus de débit évacué est important, meilleur sera efficace le rendement de la cheminée.

Les figures (VI.23), (VI.24), (VI.25), (VI.26), montrent respectivement, les distributions de températures moyennes du vitrage, de l'air dans le canal, du mur stockeur et de sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface d'entrée d'air.

On note que la variation des températures moyennes est inversement proportionnel à la variation de la surface : plus la surface d'entrée est importante plus les températures diminuent.

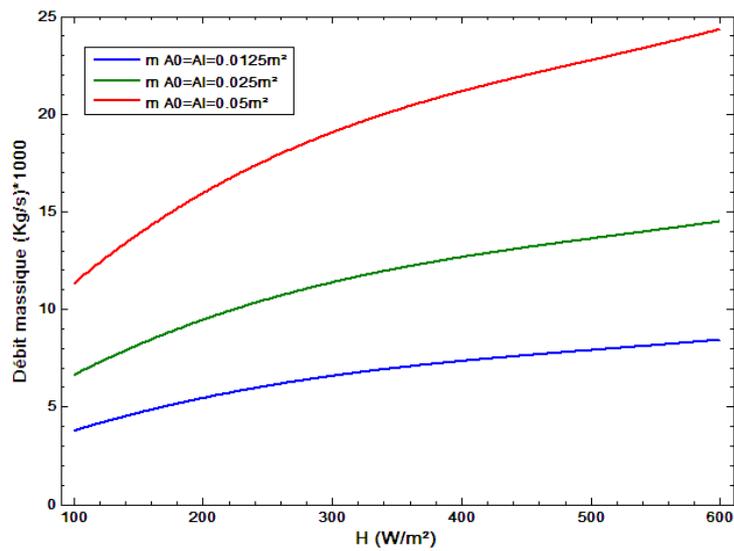


Figure (VI.21) : Evolution du débit massique en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

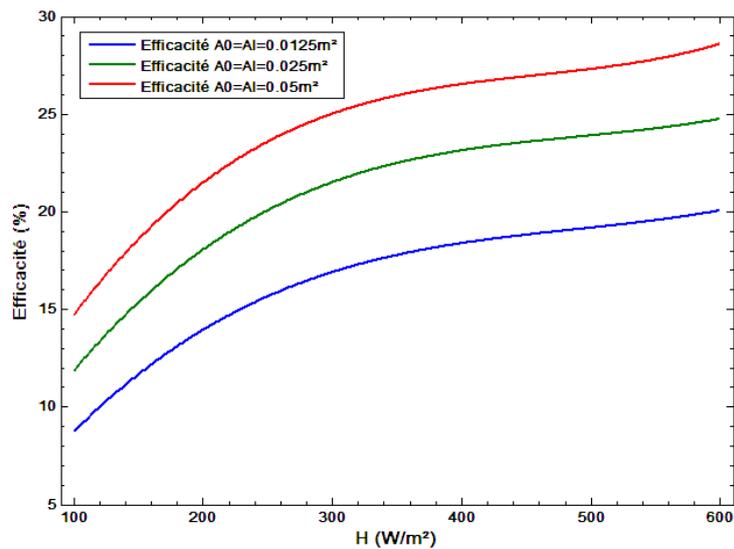


Figure (VI.22) : Evolution de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

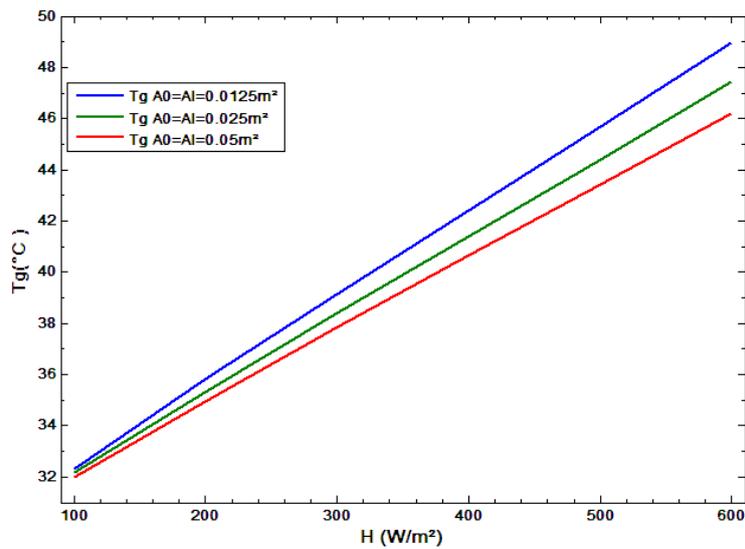


Figure (VI.23) : Distribution de la température moyenne du vitrage en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

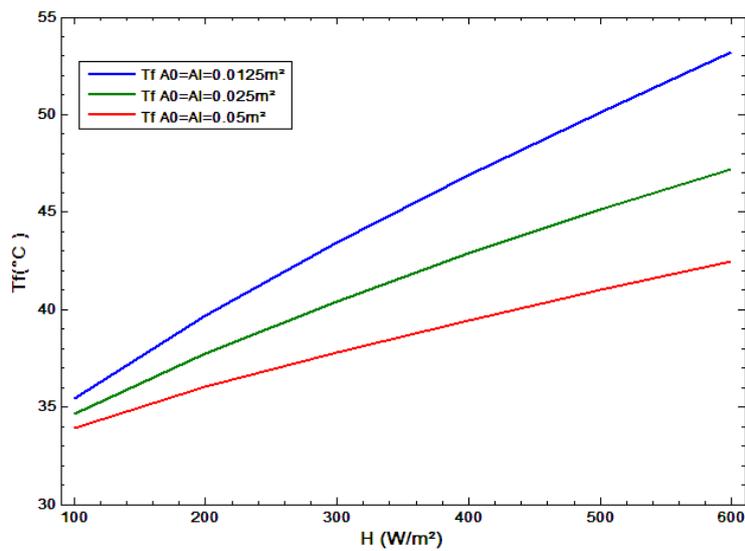


Figure (VI.24) : Distribution de la température moyenne de l'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

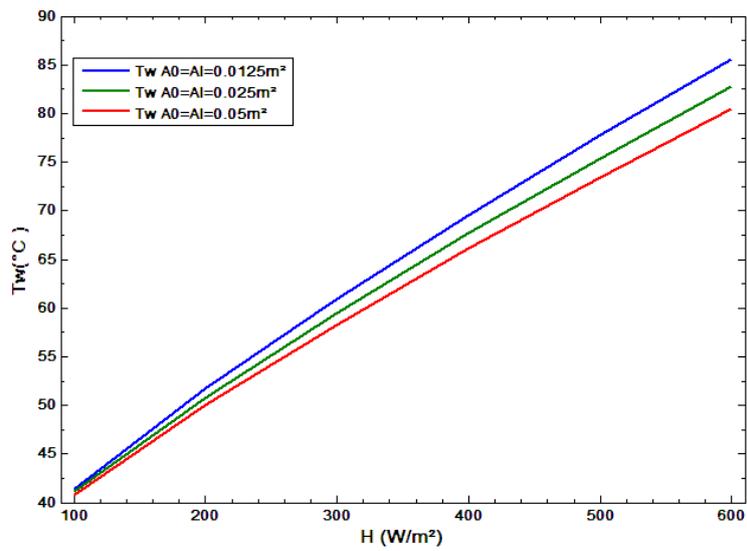


Figure (VI.25) : Distribution de la température moyenne du mur vertical en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

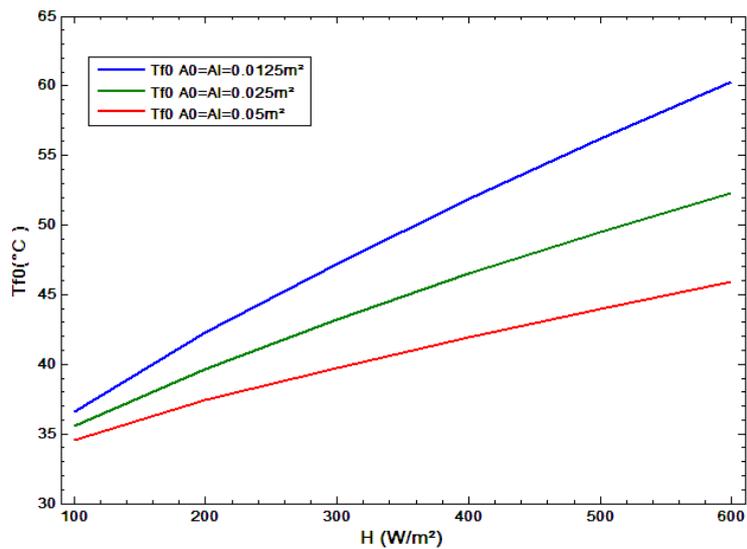


Figure (VI.26) : Distribution de la température de sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la surface.

VI.3.4. Influence de la température ambiante

Les figures (VI.27), (VI.28), (VI.29), montrent l'évolution de la vitesse de sortie, de l'efficacité instantanée et du débit massique en fonction du rayonnement solaire incident, pour des différentes valeurs de la température ambiante T_a .

On note que ces paramètres augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident, et diminuent avec l'augmentation de la température ambiante T_a . La vitesse de sortie n'est pas, en général, très affectée par la variation de la température ambiante. Néanmoins, le débit massique et surtout l'efficacité est influencée par les variations de la température ambiante, particulièrement pour les grandes valeurs du rayonnement incident : plus la température ambiante diminue, meilleure sera l'efficacité. Ce résultat est similaire à celui des capteurs solaires où le rendement du capteur est meilleur pour les faibles valeurs de la température ambiante et pour les fortes valeurs du rayonnement.

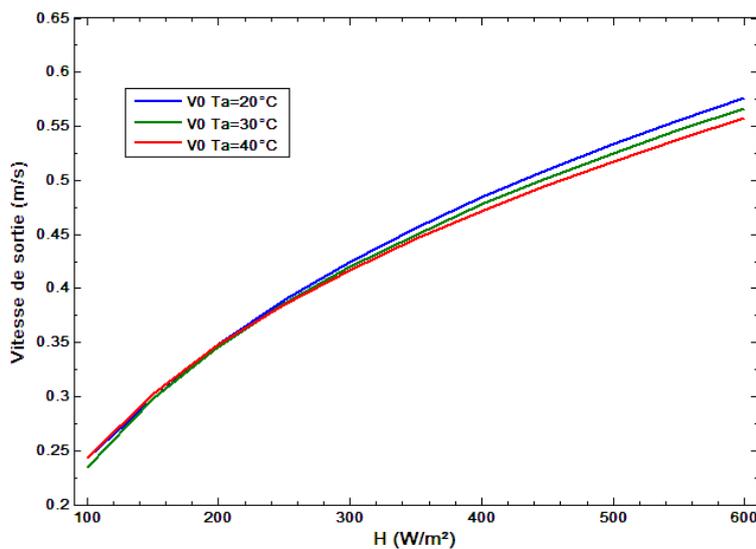


Figure (VI.27) : Evolution de la vitesse de sortie en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la température ambiante.

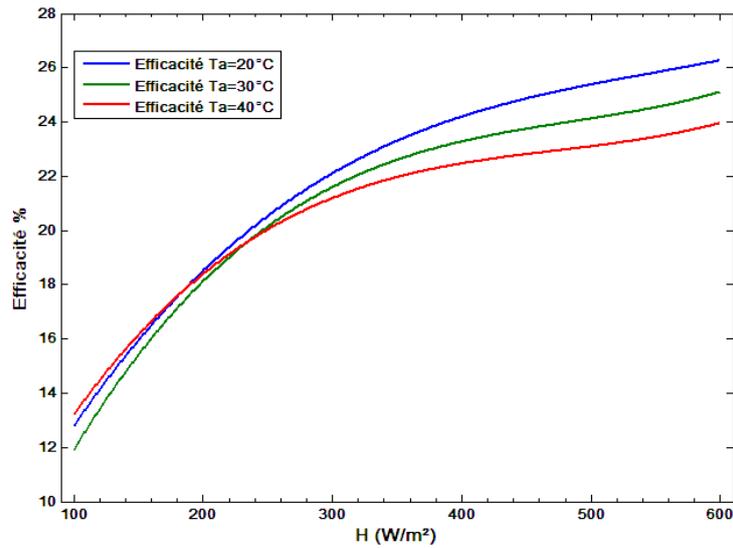


Figure (VI.28) : L'évolution de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la température ambiante.

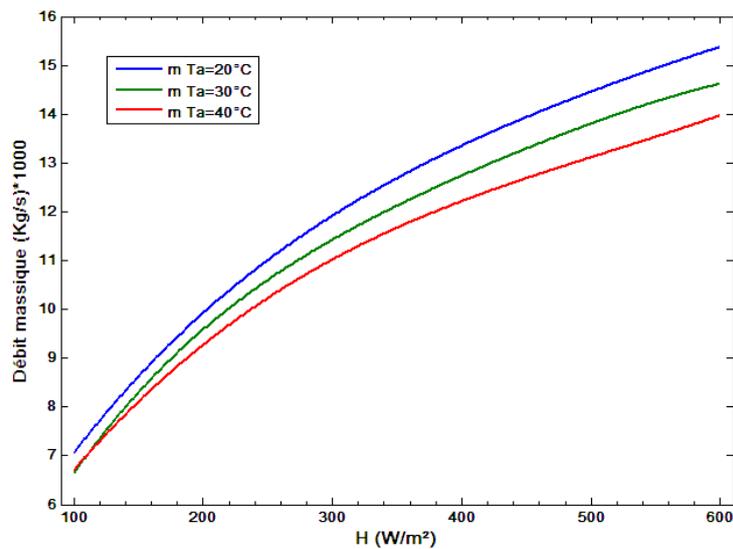


Figure (VI.29) : L'évolution du débit massique en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la température ambiante.

Les figures (VI.30), (VI.31), (VI.32), (VI.33), montrent respectivement, les distributions de températures moyennes du vitrage, de l'air dans le canal, du mur stockeur et de sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la température ambiante T_a où l'on note que les températures moyennes augmentent avec l'augmentation de la température ambiante T_a .

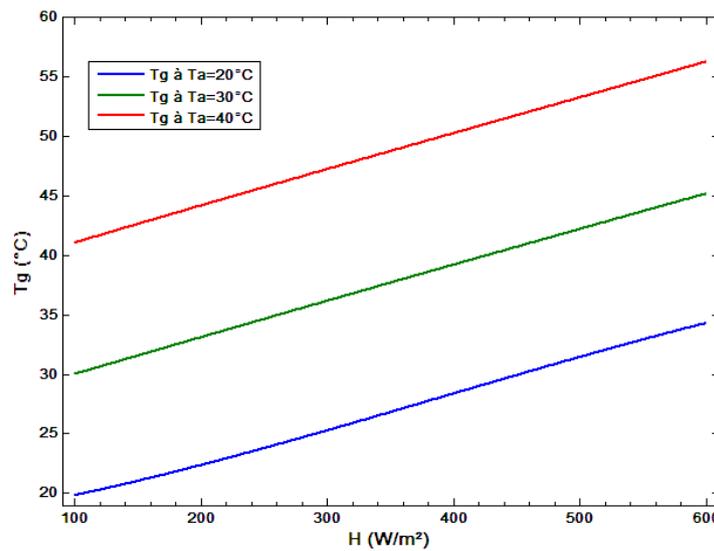


Figure (VI.30) : Distribution de la température moyenne du vitrage en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs de la température ambiante.

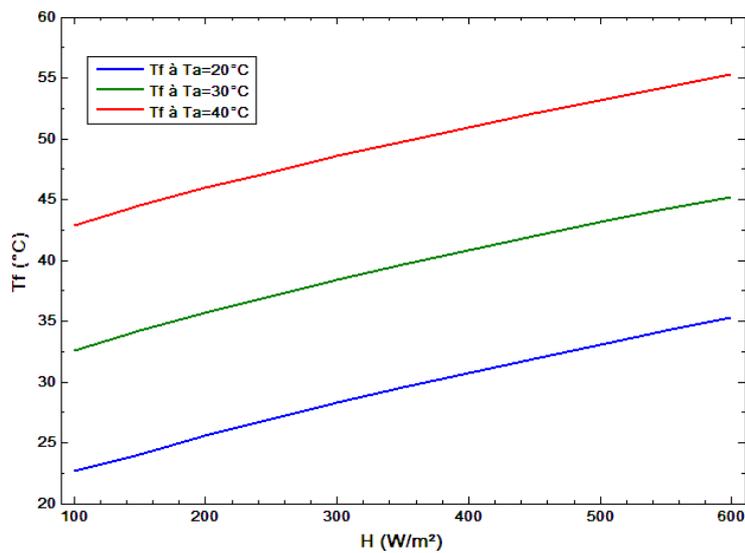


Figure (VI.31) : Distribution de la température moyenne de l'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs la température ambiante.

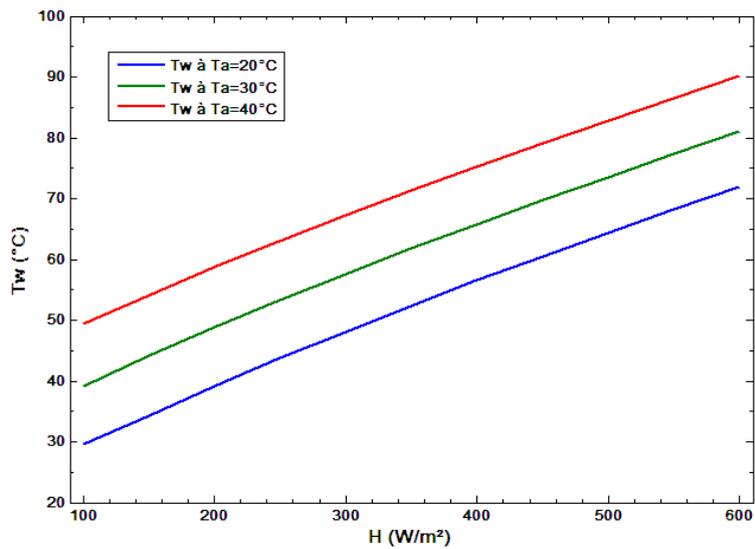


Figure (VI.32) : Distribution de la température moyenne du mur vertical en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs la température ambiante.

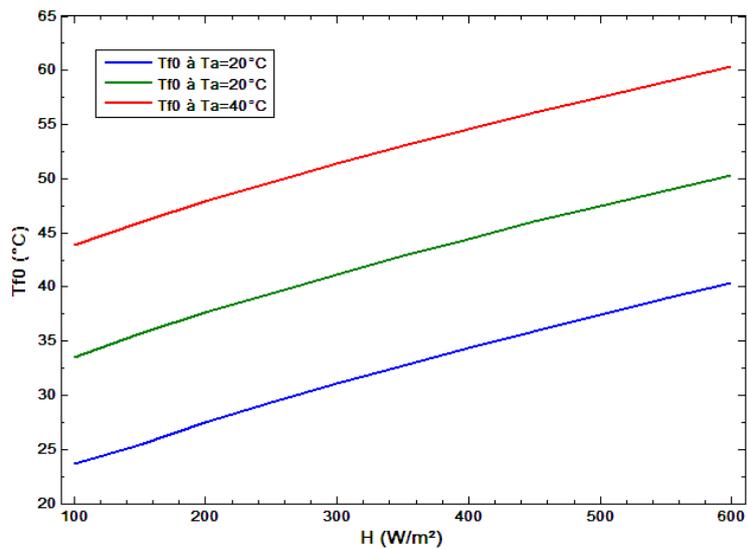


Figure (VI.33) : Distribution de la température de sortie d'air dans le canal en fonction du rayonnement solaire incident, pour différentes valeurs la température ambiante.

VI.4. Application au site d'ADRAR

VI.4.1. Variation de la température ambiante et du rayonnement solaire annuels:

La figure (VI.34) montre la variation moyenne mensuelle de l'irradiation solaire, H , et de la température ambiante, T_a , du site d'ADRAR.

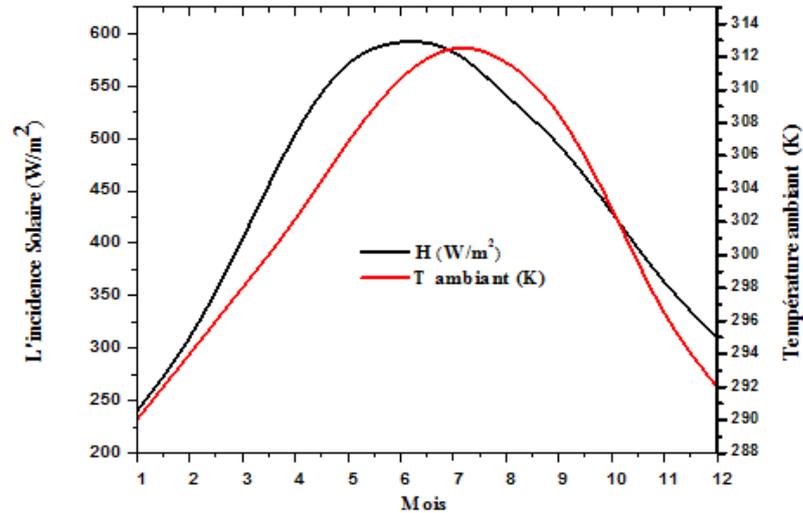


Figure (VI.34): Variation moyenne mensuelle de l'irradiation solaire, H , et de la température ambiante, T_a , au site d'ADRAR.

VI.4.2. Variation des températures moyennes annuelles:

La variation des températures moyenne mensuelles du vitrage, de l'air dans le canal et sa sortie, ainsi que celle du mur stockeur durant l'année pour la région d'ADRAR, est montrée en figure (VI.35).

Il est à souligner que la température de l'absorbeur est plus élevée que celle de l'écoulement d'air dans le canal et à sa sortie ainsi que celle du vitrage, ce qui est prévisible d'après les précédents paragraphes déjà examinés, compte tenu de l'absorption du mur, ce qui induit l'élévation de sa température. Les distributions de températures dans le canal et sa sortie ainsi que celle du vitrage sont assez rapprochées comparativement à celle du stockeur.

Les températures moyennes atteignent leur maximum, au mois de Juillet.

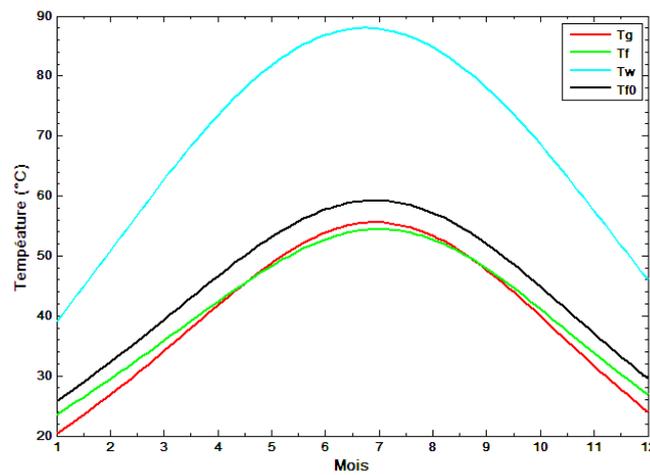


Figure (VI.35): Variation des températures moyennes mensuelles du vitrage, de l'air dans le canal et sa sortie, ainsi que celle du mur stockeur durant l'année pour la région d'ADRAR.

VI.4.3. Variation de l'efficacité instantanée annuelle:

La figure (VI.36) montre la variation de l'efficacité instantanée et l'irradiation solaire moyenne mensuelle durant l'année pour la région d'ADRAR.

Il est à noter que l'efficacité instantanée varie dans le même sens que le rayonnement solaire incident. L'efficacité instantanée minimale correspondant au mois de Janvier et est approximativement égale a 20.8%, tandis que celle du mois de Juin, elle est de 24.2%.

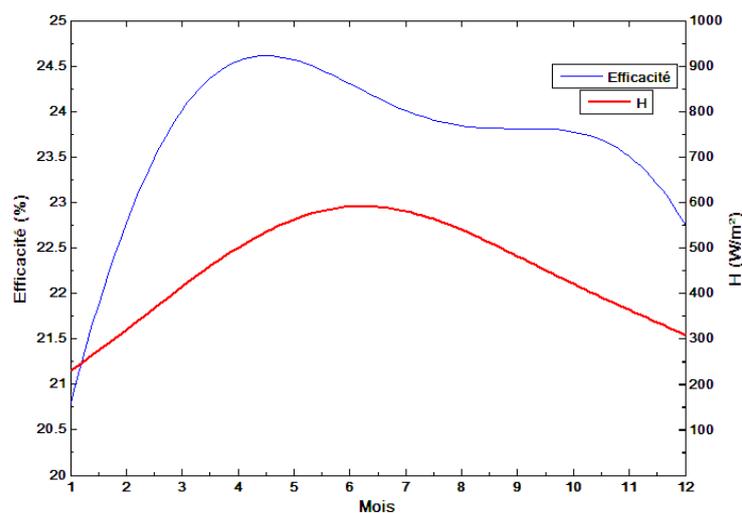


Figure (VI.36): Variation de l'efficacité instantanée et l'irradiation solaire moyenne mensuelle durant l'année pour la région d'ADRAR.

VI.4.4. Variation de la vitesse de sortie et du débit massique

Les figure (VI.37), (VI.38), montrent respectivement les variations mensuelle de la vitesse sortie V_0 , et de du débit massique, relatifs au site d'ADRAR.

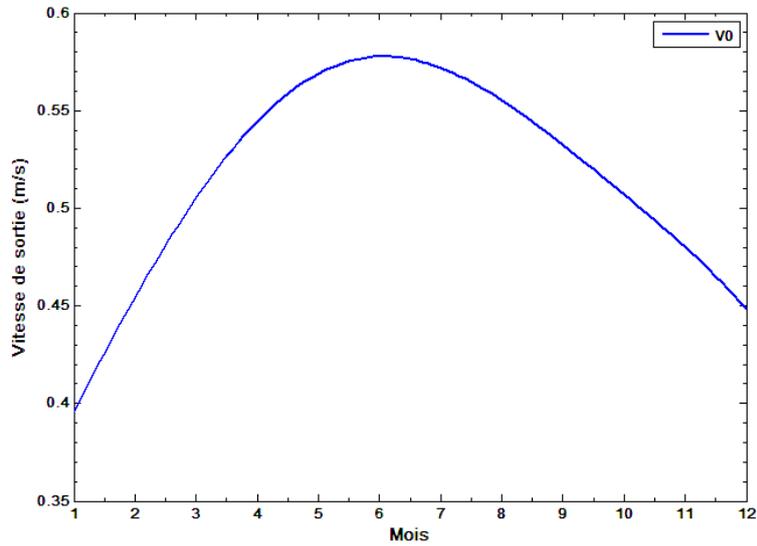


Figure (VI.38): Variation mensuelle de la vitesse de sortie V_0 , relative au site d'ADRAR.

Il est à noter que le pic de la vitesse de sortie est obtenu en mois de Juin, et pour le débit massique maximal est obtenu en mois de mai.

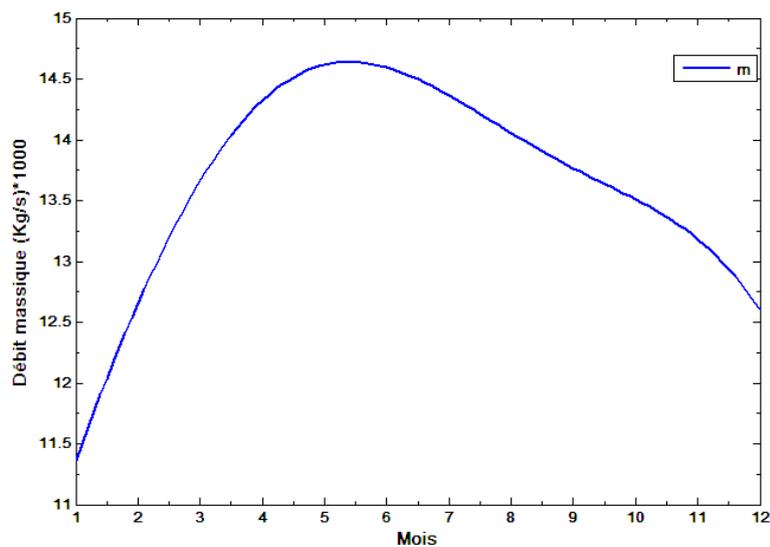


Figure (VI.37): Variation mensuelle du débit massique relatif au site d'ADRAR.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

L'énergie solaire est d'un intérêt primordial pour un grand nombre de pays, y compris l'Algérie, qui dispose d'un très fort ensoleillement, avec lequel elle peut jouer un rôle majeur dans le futur proche. De plus si l'effort de la Recherche et du Développement est poursuivi et encouragé, la part de cette source d'énergie pourrait se révéler encore bien supérieure à long terme. Dans les pays chauds, comme l'Algérie, l'énergie solaire est une ressource à ne pas négliger car son exploitation peut devenir un facteur important de leur développement.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à un système de ventilation passive à base de cheminée solaire. Les performances énergétiques de ces cheminées en fonction des paramètres géométrique et environnementaux ont été ainsi déterminées. Notre travail a consisté en la détermination des distributions de températures sur la paroi du mur, le vitrage, et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée ainsi que certains caractéristiques d'air ventilé. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays ainsi que la banque de données relative à la température ambiante et au rayonnement, annuels dans cette région.

Le concept de la ventilation passive à base de cheminée solaire est similaire à celui du mur trombe, exception faite que le stockage thermique n'est pas pris en compte : le mur est supposé avoir une masse négligeable. Une face de la cheminée est dotée d'un vitrage qui, avec les autres parois de la cheminée, formant un canal à travers lequel l'air chauffé circule par convection naturelle. Une ouverture en bas de la paroi permet à l'air ambiant d'entrer dans le canal. La surface intérieure de la paroi est peinte en noir pour augmenter l'absorption du rayonnement solaire.

Dans le cadre de cette étude, un modèle mathématique d'un problème de ventilation passive à base de cheminée solaire a été analysé. Des bilans thermiques au niveau du vitrage, sur le mur absorbeur et le long de l'écoulement d'air ont été établis, pour déterminer les distributions de températures, le débit massique d'air ainsi que la vitesse de sortie du fluide, le taux de renouvellement d'air et l'efficacité instantanée de la cheminée solaire. Ces bilans ont donné lieu à un système d'équations assez complexe, seules les méthodes numériques

permettent de le résoudre. A cet effet, un programme en MATLAB avec utilisation d'une méthode itérative avec relaxation a été développé.

Les résultats ainsi obtenus ont été analysés en fonction du rayonnement solaire incident H , la longueur du mur absorbeur L , la distance entre le mur et le vitrage d , la surface d'entrée et de sortie A_i et A_o , ainsi que la température ambiante T_a . Ces résultats ont montré que le rayonnement solaire incident a un rôle primordial sur les performances énergétique de la cheminée solaire.

Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux de la littérature [27] et [28]. Un très bon accord a été obtenu entre les différents résultats.

Comme perspective, nous proposons de mettre en place une installation expérimentale sur site, afin de suivre l'évolution du phénomène au cours du temps. Le problème relatif à l'étude des écoulements avec transferts de chaleur dans les cheminées (CFD) constitue à lui seul un volet fondamental dans l'analyse de ces performances énergétiques.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1]. Juslin K., Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles, Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, France, 2009.
- [2]. Wouters P., L'Heureux D., Voordecker P., Etude du patrimoine de la Société Nationale du Logement, Services pour la programmation de la recherche scientifique, Société Nationale du Logement, Bruxelles, pp.1-7, 1987.
- [3]. Boulkamh M., Contribution à l'étude, la simulation et l'analyse des pompes à chaleur assiste par énergie solaire, Mémoire de magistère, Université de Mentouri, Constantine, 2008.
- [4]. Bessemoulin P., Oliiviéri J., Le rayonnement solaire et sa composante Ultraviolette, La Météorologie, 8e série, n° 31, 2000.
- [5]. www2.nancy.inra.fr/unites/lerfob/ecologie-forestiere/moyens/images/Carte_rayonnement_solaire.pdf
- [6]. Foster R., Ghassemi M., Alma C., SOLAR ENERGY, Renewable Energy and the Environment, Energy and environment series, New Mexico State University, 2006.
- [7]. Gahgah M., Influence des régimes d'écoulement sur les performances énergétiques des cheminées solaires, Mémoire de magistère, Ecole Nationale Polytechnique, 2009.
- [8]. <http://www.thermique55.com/principal/thermiquesolaire.pdf>
- [9]. Saadi S, Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan, Mémoire de magistère, Université de Mentouri, Constantine, 2010.

- [10]. Carlo D.P., La ventilation des habitations, centre scientifique et technique de la construction, vol 5, pp 1-5, 1999.
- [11]. Lajoie P., Leclerc J.M., Schnebelen M., La ventilation des bâtiments d'habitation: impacts sur la santé respiratoire des occupants, Institut National De Santé Publique Du Québec, Canada, pp.1-193, 2006.
- [12]. <http://www2.ademe.fr.pdf>
- [13]. http://www.regionpaca.fr/uploads/media/guide_caract_Bat_Med_050707_04.pdf
- [14]. http://www.new-learn.info/packages/tareb/docs/lea/lea_ch2_fr.pdf
- [15]. <http://www.habiter-autrement.org/12.energies/contributions-12/Ventilation-naturelle-analyse-solutions.pdf>
- [16]. http://www.wikipedia.org/wiki/Échangeur_air-sol
- [17]. Belfegas B., Analyse d'un système à base de cheminée solaire pour la ventilation des locaux d'habitation, Mémoire de magister, Ecole Nationale Polytechnique, Alger, 2012.
- [18]. <http://www.scribd.com/doc/92357010/Alternatives-to-Active-HVAC-Systems>
- [19]. Bahadori M.N., Passive Cooling Systems in Iranian Architecture, Scientific American, pp.1-11, 1976.
- [20]. http://www.ft2i.fr/package_pdf/guides/guide-puits-canadiens.pdf

- [21]. Maerefat M., Haghghi A.P., Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2316-2324, 2010.
- [22]. Ben Cheikh H., Bouchair A., Passive cooling by evapo- reflective roof for hot dry climates, *Renewable Energy*, Vol. 29, pp.1877–1886, 2004.
- [23]. http://www.wikipedia.org/wiki/Transfert_thermique
- [24]. <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-operations-unitaires-genie-de-la-reaction-chimique-tiajb/archive-1/transferts-de-chaleur-j1080/>
- [25]. Nouanégué H.F., Bilgen E., Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.30, pp.150–157, 2009.
- [26]. Hami K., Draoui B., Hami O., Modélisation d'un système de chauffage passif dans la région de Bechar, *Les énergies renouvelables*, Vol.13, pp.355-358, 2010.
- [27]. Ong K.S., Chow C.C., Performance of a solar chimney, *Solar Energy*, Vol. 74, pp.1–17, 2003.
- [28]. Ong K.S., A mathematical model of a solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 28, pp.1047–1060, 2003.
- [29]. Clito A., Armando O., Solar chimneys: simulation and experiment, *Energy and Buildings*, Vol. 32, pp.71–79, 2000.
- [30]. Bassiouny R., Nader S.A. Koura., An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 865–873, 2008.

- [31]. Derradji M., Sahnoune T., Conception et modélisation de système de ventilation et de rafraîchissement naturel pour les régions à climat chaud, Département d'architecture, Faculté des sciences et de la terre, Université Mentouri, Constantine, pp.9-16, 2008.
- [32]. Chan H., Riffat H.B., Zhu J., Review of passive solar heating and cooling technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp.781–789, 2010.
- [33]. Aynsley R., *Natural Ventilation in Passive Design*, Environment design guide, Tec 2, 1996.
- [34]. Harris D.J., Helwig N., Solar chimney and building ventilation, *Applied Energy*, Vol.84, pp. 135–146, 2007.
- [35]. Bassiouny R., Nader S.A. K., An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 865–873, 2008.
- [36]. AboulNaga M.M., Abdrabboh S.N., Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 19, pp.47-54, 2000.
- [37]. Yothin U., Pichai N., Naris P., Rangsit S., A preliminary study of hygrothermal performance of concrete walls development of a mathematical model simulation under hot humid climate of Thailand, *Proceedings of the Second International conference on Modeling and Simulation*, Kuala Lumpur, Malaysia, pp.157-162, 2006.
- [38]. Bacharoudis E., Vrachopoulos M.G., Koukou M.K., Margaritis D., Filios A.E., Mavrommatis S.A., Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux, *Applied Thermal Engineering*, Vol.27, pp.1-10, 2007.
- [39]. Burek S.A.M., Habeb A., Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls, *Energy and Buildings*, Vol.39, pp.128-135, 2007.

- [40]. Chantawong P., Hirunlabh J., Zeghmami B., Khedari J., Teekasap S., Win M.M., Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls, *Solar Energy*, Vol.80, pp.288-297, 2006.
- [41]. Flourentzou F., Maas J.V., Roulet C.A., Natural ventilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients, *Energy and Buildings*, Vol.27, pp. 283- 292, 1998.
- [42]. Zamora B., Kaiser A.S., Numerical study on mixed buoyancy-wind driving induced flow in a solar chimney for building ventilation, *Renewable Energy*, Vol.35, pp.2080-2088, 2010.
- [43]. Mathur J., Mathur S., summer performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation, *Energy and Buildings*, Vol.38, pp.1156-1163, 2006.
- [44]. Raman P., Mande S., Kishore V.V.N., A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates, *Solar Energy* Vol.70, pp. 319–329, 2001.
- [45]. Scholler M., Charvat P., Jicha M., CFD SIMULATIONS OF A SOLAR CHIMNEY, *Proceedings of the World Renewable Energy Congress, Czech Republic*, pp.1168-1173. 2005.
- [46]. Legendre G., *Méthodes numériques, Introduction à l'analyse numérique et au calcul scientifiques*, Université Paris, France, pp.15-51, 2009.
- [47]. <http://jmblanc.developpez.com/algorithmique/systemes-lineaires/>
- [48]. Fortin A., *Analyse numérique pour ingénieurs*, Editions de l'école polytechnique de Montréal, Montréal, Canada, 2001.
- [49]. Pastre D., *Méthodes itératives4, Méthodes de Jacobi, Gauss-Seidel Gradient conjugué Optimisation*, Notes de cours Université René Descartes, France, pp.1-15, 2001.