



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Polytechnique  
Département de Génie Mécanique  
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement



# Thèse de Doctorat en Science

Génie Mécanique

Intitulée

## Etude Numérique et Expérimentale d'un Système à base de Cheminée Solaire pour le Rafraichissement des Locaux d'Habitation

Présentée par :

**BELFEGAS BILLAL**  
Magister en Génie Mécanique

Soutenue le 29 Janvier 2022, devant le jury composé de :

<i>Président :</i>	<i>Mr. BENKOUSSAS Bouzid</i>	<i>Professeur, ENP</i>
<i>Directeur :</i>	<i>Mr. LARBI Salah</i>	<i>Professeur, ENP</i>
<i>Examineurs :</i>	<i>Mr. DIZENE Rabah</i>	<i>Professeur, USTHB</i>
	<i>Mr. AIT SAADA Mabrouk</i>	<i>Professeur, USTHB</i>
	<i>Mr. SMAILI Arezki</i>	<i>Professeur, ENP</i>
	<i>Mr. TAYEBI Tahar</i>	<i>MCA, Univ. Bordj Bou Arréridj</i>
<i>Invité :</i>	<i>Mr. BOUHELLAL Abdelhamid</i>	<i>MCB, ENP</i>





Département de Génie Mécanique  
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement

# Thèse de Doctorat en Science

Génie Mécanique

Intitulée

## Etude Numérique et Expérimentale d'un Système à base de Cheminée Solaire pour le Rafraichissement des Locaux d'Habitation

**Billal BELFEGAS**

Magister en Génie Mécanique

Sous la direction de Mr : **Salah LARBI** Professeur, ENP

Présenté et Soutenu publiquement le (29 /01/ 2022)

### Composition du Jury :

<i>Président :</i>	<i>Mr. BENKOUSSAS Bouzid</i>	<i>Professeur, ENP</i>
<i>Directeur :</i>	<i>Mr. LARBI Salah</i>	<i>Professeur, ENP</i>
<i>Examineurs :</i>	<i>Mr. DIZENE Rabah</i>	<i>Professeur, USTHB</i>
	<i>Mr. AIT SAADA Mabrouk</i>	<i>Professeur, USTHB</i>
	<i>Mr. SMAILI Arezki</i>	<i>Professeur, ENP</i>
	<i>Mr. TAYEBI Tahar</i>	<i>MCA, Univ. Bordj Bou Arréridj</i>
<i>Invité :</i>	<i>Mr. BOUHELLAL Abdelhamid</i>	<i>MCB, ENP</i>

*ENP année 2022*

## **ملخص :**

يتكون العمل المقدم في هذه الأطروحة من دراسة تجريبية ورقمية باستخدام برنامج Fortran، لنظام تبريد مكان يستخدم مدخنة شمسية بسيطة ومدخنة شمسية مع مبادل هوائي مدفون / أرضي (بئر كندي). أجريت تجارب بتدفقات حرارية مختلفة تم فرضها لتقييم أداء كل نظام وقدرته على التبريد السلبي. يعتمد تشغيل المدخنة على التدفق الحراري المفروض، حيث يتدخل الأخير لإنشاء تيار هواء داخل مباني التدرج الحراري، ويأتي تجديد الهواء كمصدر للهواء / التربة المدفون (بئر كندي). كما تم تحديد تطور درجات الحرارة (الزجاج، والامتصاص، والهواء في المدخنة)، ومعدل تجديد الهواء لكل ساعة (ACH)، والكفاءة، وسرعة خروج الهواء وكذلك معدل التدفق الكتلي، تجريبياً وعددياً. تم التحقق من صحة هذه النتائج من قبل الأدبيات. أظهرت النتائج أن النظام المستخدم يمكن أن يوفر التبريد للسكان في وضع التشغيل الطبيعي (الحمل الحراري الطبيعي)، حيث تعمل المدخنة الشمسية على زيادة تدفق الهواء في EAHE مع زيادة التدفق الحراري المفروض.

**الكلمات المفتاحية:** تهوية طبيعية، مدخنة شمسية، مبادل حراري، تحليل الأداء.

---

## **Abstract:**

The present work is dedicated to experimental and numerical study of a dwelling cooling system using solar chimney concept. Two study cases were examined: the first one is related to a simple solar chimney device, the second one is a solar chimney with a buried air / ground exchanger (Canadian well). Experiments were carried out with different flow intensities imposed to assess the performance of each system, and its passive cooling capacity. The operation of the chimney depends on the imposed heat flow, the latter intervenes for the creation of an air current inside the premises of the temperature gradient, the renewal of air, comes as a source of the buried exchanger air / soil (Canadian well). The evolution of temperatures (glazing, absorber, air in the chimney), the hourly air renewal rate (ACH), efficiency, air outlet speed as well as mass flow rate, were also determined experimentally and numerically. These results have been validated by data from the literature review. Obtained results showed that the system used can provide cooling to the dwelling in natural operating mode (natural convection). However, the solar chimney increases the airflow of the EAHE with the increase of imposed heat flow rate.

**Keywords :** Natural ventilation, Solar chimney, Heat exchanger, Performances analysis.

---

## **Résumé:**

Le travail présenté dans cette thèse est relatif à une étude expérimentale et numérique d'un système de rafraîchissement des locaux d'habitation par utilisation de cheminée solaire. Deux cas d'études ont été examinés : le cas d'une cheminée solaire simple et le cas d'une cheminée solaire avec échangeur de chaleur enterré air/sol (puits canadien). Des expériences ont été menées avec différents flux de chaleur imposés pour évaluer les performances de chaque système et sa capacité de rafraîchissement passif. Le fonctionnement de la cheminée dépend du flux de chaleur imposé, cette dernière intervient pour la création d'un courant d'air à l'intérieur des locaux sous l'effet du gradient de température ; le renouvellement d'air, vient comme source de l'échangeur enterré air/sol (puits canadien). L'évolution des températures (vitrage, absorbeur, écoulement d'air dans la cheminée), le taux horaire de renouvellement d'air (ACH), l'efficacité, la vitesse de sortie d'air ainsi que le débit massique, ont également été déterminés expérimentalement et numériquement. Les résultats obtenus ont été validés par des résultats issus de la littérature. Ces résultats montrent que le système utilisé peut fournir le refroidissement de l'habitat en mode de fonctionnement naturel (convection naturelle) ; la cheminée solaire augmente le débit d'air de l'EAHE avec l'augmentation du flux de chaleur imposé.

**Mots clés :** Ventilation naturelle, Cheminée solaire, Echangeur air-sol, Analyse de performances.

---

---

# **R**emerciements

---

*Avant tout, je tiens à remercier le dieu tout puissant pour m'avoir donné le courage et l'énergie pour avoir pu mettre au point ce travail.*

*Je tiens à remercier vivement mon encadreur le Professeur **Salah Larbi** pour son suivi, ses orientations pratiques, ses précieux conseils ainsi que ses encouragements durant la réalisation de ce travail.*

*Je tiens à remercier également tous les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter de juger ce travail.*

*Mes sincères remerciements vont à ma petite famille, à tous mes amis ainsi qu'à toute personne ayant contribué de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail. Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.*

*Enfin, je ne pourrai terminer ces remerciements sans une pensée à l'ensemble de mes enseignants. Qu'ils trouvent ici, l'expression de ma profonde gratitude.*

---

# **D**édicaces

---

*Je dédie ce modeste travail à :*  
*Ma belle femme qui ma toujours soutenu et ma petite fille*  
*Lodjaine-Laya*  
*Ma mère qui n'a pas cessé de me soutenir*  
*Mon père qui s'est sacrifié tant afin que rien n'entrave mes études*  
*Tous mes amis*  
*Toute ma famille*  
*Mes collègues de travail*  
  
*Touts mes collègues*  
  
*Chaque personne qui m'a aidé.*

*Sillal*

---

# Nomenclature

- $A_o, A_i$  : Sections de sortie et d'entrée du canal de circulation d'air [ $m^2$ ]
- $A_r$  : Rapport de  $A_o/A_i$
- ACH : L'air changé par heure [ $h^{-1}$ ]
- $a$  : Diffusivité thermique [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $b$  : Terme source dans le système d'équations algébriques discrétisées
- $C_d$  : Coefficient de décharge du canal d'air
- $C_f$  : Chaleur spécifique du fluide [ $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante [ $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $d$  : Distance entre le mur et le vitrage [m]
- $F$  : Force par unité de volume [ $N/m^3$ ]
- $g$  : Gravité [ $m \text{ s}^{-2}$ ]
- $H$  : Rayonnement solaire incident sur la surface verticale [ $W \text{ m}^{-2}$ ]
- $h$  : Coefficient d'échange convectif [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_g$  : Coefficient d'échange convectif entre le vitrage et le canal d'air [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{r \ w \ g}$  : Coefficient d'échange radiatif entre le mur et le vitrage [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_w$  : Coefficient d'échange convectif entre de mur et le canal d'air [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{Wind}$  : Coefficient d'échange convectif entre le milieu ambiant et le vitrage [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_i$  : Coefficient d'échange convectif entre le mur et l'intérieur de la pièce [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{rs}$  : Coefficient d'échange radiatif entre le vitrage et le ciel [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_m$  : Coefficient d'échange convectif moyen [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $I$  : Indice du nœud suivant X
- $J$  : Indice du nœud suivant Y
- $K_f$  : Conductivité thermique du fluide [ $W \text{ m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $K_{ins}$  : Conductivité thermique du mur d'isolation [ $W \text{ m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $L$  : Taille du mur absorbeur [m]
- $\dot{m}$  : Flux massique du fluide [ $kg \text{ s}^{-1}$ ]
- $S_I$  : Rayonnement solaire absorbé par le vitrage [ $W \text{ m}^{-2}$ ]

$S_2$  : Rayonnement solaire absorbé par le mur [ $\text{W m}^{-2}$ ]  
 $P$  : Pression [Pa]  
 $P^*$  : Pression motrice [ $\text{N.m}^{-2}$ ]  
 $P_s$  : Source volumique de chaleur [ $\text{kg. m}^{-1}\text{s}^{-3}$ ]  
 $q''$  : Densité de flux de chaleur absorbée par le fluide [ $\text{W m}^{-2}$ ]  
 $x$  : Coordonnée radiale [m]  
 $S_\phi$  : Terme source  
 $T$  : Température [K]  
 $T_a$  : Température ambiante [K]  
 $T_r$  : Température de chambre, [K]  
 $T_f$  : Température moyenne d'air dans le canal [K]  
 $T_{f,i}$  : Température d'entrée d'air dans le canal [K]  
 $T_{f,o}$  : 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]  
 $u, v$  : Composantes des vitesses, axiale et radiale [m/s]  
 $U_b$  : Coefficient d'échange global du panneau isolant [ $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ]  
 $U_t$  : Coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance [ $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ]  
 $V_{wind}$  : Vitesse du vent [ $\text{m s}^{-1}$ ]  
 $u_i$  : Vitesse de circulation d'air à l'entrée de la cheminée [ $\text{m s}^{-1}$ ]  
 $W$  : Largeur du canal d'air [m]  
 $Y$  : Coordonnée axiale [m]  
 $z$  : Taille d'ouverture inférieure [m]

### **Lettres grecques :**

$\alpha$  : Coefficient de sous- relaxation  
 $\alpha_1$  : Absorptivité du vitrage  
 $\alpha_2$  : Absorptivité du mur  
 $\beta_f$  : Coefficient de dilatation du fluide à pression constante [ $\text{K}^{-1}$ ]  
 $\varepsilon_g$  : Emissivité du vitrage  
 $\varepsilon_w$  : Emissivité du mur  
 $\gamma$  : Constante dans l'approximation moyenne de la température

$\Delta T$	: Ecart de température entre la paroi et le milieu ambiant [K]
$K$	: Conductivité thermique [ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]
$\mu_f$	: Viscosité dynamique du fluide [ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ]
$\nu_f$	: Viscosité cinématique du fluide [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\nu$	: Viscosité cinématique [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\rho_0$	: Masse volumique à $T_0$ [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\rho_f$	: Masse volumique du fluide [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\rho_r$	: Masse volumique du fluide de la chambre [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\tau$	: Transmittivité du vitrage
$\eta_i$	: Efficacité instantanée de la cheminée solaire [%]
$\sigma$	: Constante de Stefan Boltzmann [ $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$ ]
$\Delta w_{ins}$	: Epaisseur du mur isolant [m]
$\Phi$	: Variable indicielle
$\Gamma_\phi$	: Coefficient de diffusion

---

# Liste des figures

---

<b>Figure I.1:</b> Principe des réseaux de ventilation par extraction à gauche et double flux à droite (atantic.fr) [10].....	26
<b>Figure I.2 :</b> Action du vent sur les bâtiments.....	27
<b>Figure I.3:</b> Ventilation par « Wind Catchers » (Malqafs ) , Qa'aMuhib al- Din al-Muwaqqi en Égypte [13].....	29
<b>Figure I.4 :</b> Ventilation par « Wind Catchers », à l'université de Qatar [10].....	30
<b>Figure I.5 :</b> Utilisation de l'humidification dans le tour à vent [14].....	31
<b>Figure I.6:</b> Influence de l'implantation de l'écope en toiture.....	32
<b>Figure I.7 :</b> Différentes configurations des coupoles [16].....	33
<b>Figure I.8:</b> Différents cas de fonctionnement des Dômes.....	33
<b>Figure I.9 :</b> Effets combinés du vent et du tirage thermique [17].....	34
<b>Figure I.10 :</b> Ventilation naturelle assistée par des extracteurs, quartier Bed ZED au sud de Londres [18].....	35
<b>Figure I.11 :</b> Représentation schématique de trois types de cavités pour le chauffage passif et la ventilation naturelle [20].....	36
<b>Figure I.12 :</b> Mur Trombe utilisé pour : a)- la ventilation, b)- le chauffage.....	37
<b>Figure I.13 :</b> Façade double peau.....	37
<b>Figure I.14:</b> Exemple de cheminée solaire intégrée sur le bâtiment [21].....	38
<b>Figure I.15:</b> Les trois modes de fonctionnement d'une cheminée solaire [22].....	40
<b>Figure I.16:</b> Schéma d'une cheminée solaire verticale.....	40
<b>Figure I.17:</b> Schéma d'une cheminée solaire inclinée.....	41
<b>Figure I.18:</b> Classification du climat en Algérie [26].....	43
<b>Figure III.1.</b> Représentation schématique d'un système de ventilation passive.....	74
<b>Figure III.2:</b> Modèle physique utilisé et réseau thermique pour la cheminée solaire.....	75
<b>Figure III.3 :</b> Représentation schématique de notre système de ventilation passive.....	82
<b>Figure III.4</b> Schéma descriptif de l'échangeur horizontal.....	84
<b>Figure III.5 :</b> Modèle physique utilisé pour calculer l'apport de chaleur.....	85
<b>Figure III.6 :</b> Coupe transversale du modèle physique.....	86

<b>Figure III.7 :</b> Algorithme de calcul théorique.....	88
<b>Figure III.8 :</b> Configuration géométrique du prototype 1 et conditions aux limites correspondantes.....	90
<b>Figure III.9 :</b> Maillage choisi pour le prototype 1 de cheminée solaire.....	91
<b>Figure III.10 :</b> Configuration géométrique du prototype 2 .....	92
<b>Figure III.11 :</b> Maillage choisi pour le prototype 2 de cheminée solaire.....	93
<b>Figure IV.1 :</b> Photo montrant la cheminée solaire expérimentale.....	97
<b>Figure IV.2 :</b> Coupe verticale de la cheminée solaire.....	97
<b>Figure (IV.3 a, b et c) :</b> Emplacement des sondes de mesure de la température sur la cheminée .....	98
<b>Figure IV.4:</b> Cheminée Solaire en Position Verticale.....	99
<b>Figure IV.5:</b> Cheminée solaire de toit.....	100
<b>Figure IV.6:</b> Schéma du système hybride : cheminée solaire et puits canadien.....	101
<b>Figure IV.7 :</b> Photo de l'échangeur de chaleur air-sol.....	102
<b>Figure IV.8:</b> Chambre à rafraichir.....	102
<b>Figure IV.9 :</b> Vue montrant la cheminée solaire.....	103
<b>Figure IV.10 :</b> Répartition des thermocouples dans le dispositif expérimental hybride.....	103
<b>Figure IV.11 :</b> Sondes de rayonnement global.....	104
<b>Figure IV.12:</b> Thermo-anémomètre.....	104
<b>Figure IV.13:</b> TXC/CLB. Console électronique.....	105
<b>Figure IV.14 :</b> Thermomètre Digital.....	105
<b>Figure IV.15:</b> Hygromètre pour mesurer l'humidité.....	106
<b>Figure IV.16 :</b> Baromètre digital marque DRUCK DPI142.....	106
<b>Figure IV.17 :</b> Projecteurs halogènes de 1000W.....	107
<b>Figure IV.18 :</b> Evolution de la température du vitrage, au milieu de la cheminée et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure (1 <sup>ier</sup> Prototype).....	110
<b>Figure IV.19 :</b> Evolution de la température du vitrage, au milieu de la cheminée et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure (2 <sup>ième</sup> Prototype).....	111
<b>Figure IV.20 :</b> Evolution de la température du vitrage, du fluide à l'entrée- sortie et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure (3 <sup>ième</sup> Prototype).....	111
<b>Figure IV.21 :</b> Emplacement des thermocouples sur le canal cheminée solaire.....	112
<b>Figure IV.22:</b> Evolution des températures mesurées pour $H= 650 \text{ W/m}^2$ .....	112
<b>Figure IV.23:</b> Evolution des températures mesurées pour $H= 1000 \text{ W/m}^2$ .....	112

<b>Figure IV.24 :</b> Evolution des températures moyennes de la vitre, au milieu de cheminée et de l'absorbeur en fonction du temps pour H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> pour le prototype 1.....	113
<b>Figure IV.25 :</b> Evolution du débit massique, de vitesse de sortie, de ACH et de l'efficacité en fonction du temps pour : H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> et pour le prototype 1.....	114
<b>Figure IV.26 :</b> Evolution des températures de vitre, de l'absorbeur et de fluide en fonction du temps pour H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> pour le prototype 2.....	115
<b>Figure IV.27 :</b> Evolution de débit massique, vitesse de sortie, l'ACH et l'efficacité en fonction du temps pour H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> pour le prototype 2.....	116
<b>Figure IV.28 :</b> Evolution de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air pour le prototype 3 cheminée solaire avec puits.....	117
<b>Figure IV.29 :</b> Variation des températures du puits ( $T_a, T_{sol}, T_{f0_{tube}}$ ) en fonction du temps pour différentes intensités de flux.....	118
<b>Figure IV.30 :</b> Evolution des températures de la chambre bas $T_{rB}$ et haut $T_{rH}$ en fonction du temps pour différentes intensités de flux avec et sans puits.....	119
<b>Figure IV.31 :</b> Evolution du débit massique, de la vitesse de sortie, de l'ACH et de l'efficacité en fonction du temps pour différentes intensités de flux dans le prototype avec puits.....	120
<b>Figure V.1:</b> Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur stockeur, le long du canal d'air et à la sortie en fonction du temps à w= 0.1 m et d= 0.1m pour : H=200 et 1000 W/m <sup>2</sup> .....	124
<b>Figure V.2 (A et B) :</b> Evolution théorique du débit massique et de la vitesse de sortie théoriques en fonction du temps pour : H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> .....	124
<b>Figure V.2 (C et D) :</b> Evolution théorique de débit massique, vitesse de sortie, l'ACH et l'efficacité en fonction du temps pour H=200, 650 et 1000 W/m <sup>2</sup> .....	125
<b>Figure V.3 :</b> Evolution des températures, théorique et expérimentale, de l'absorbeur, du vitrage, le long du canal d'air et à sa sortie en fonction du temps pour : H=200 W/m <sup>2</sup> .....	125
<b>Figure V.4 :</b> Evolution des températures, théorique et expérimentale de l'absorbeur, du vitrage, le long du canal d'air et à la sortie en fonction du temps pour H=650 W/m <sup>2</sup> .....	126
<b>Figure V.5 :</b> Comparaison entre les différents paramètres théoriques et expérimentaux pour différentes intensités de flux.....	127
<b>Figure V.6:</b> Comparaison des températures moyennes du vitrage, du fluide et de l'absorbeur, en fonction de la largeur de la cheminée avec celles d'Ong [40] pour: H=200 W/m <sup>2</sup> .....	128
<b>Figure V.7 :</b> Comparaison des températures moyennes du vitrage, du fluide et de l'absorbeur en fonction de la largeur de la cheminée avec celles d'Ong [40] pour H=650 W/m <sup>2</sup> .....	128

<b>Figure V. 8 :</b> Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur absorbeur et le long du canal d'air en fonction de l'intensité de flux H.....	129
<b>Figure V.9 :</b> Variation du débit massique et de la vitesse de sortie de l'air pour différents intensité de flux.....	130
<b>Figure V.10 :</b> Variation de l'ACH et de l'efficacité pour différents intensité de flux H.....	130
<b>Figure V.11 :</b> Variation de la température du fluide dans le tube en fonction de la longueur du tube pour différentes intensités de flux et pour différents diamètres $d_T$ du tube.....	131
<b>Figure V.12:</b> Variation de la température du fluide à la sortie du tube en fonction du temps pour différentes intensités de flux et pour différents diamètres, $d_T$ , du tube.....	132
<b>Figure V.13 :</b> Evolution de la vitesse de l'air dans le tube pour différents diamètres, en fonction de l'intensité de flux H.....	132
<b>Figure V.14 :</b> Evolution de l'efficacité en fonction de l'intensité de fluxH pour différents diamètres du tube, $d= (0.02, 0.04 \text{ et } 0.06) \text{ m}$ .....	133
<b>Figure V.15 :</b> Evolution de l'efficacité en fonction de l'intensité de fluxH pour différents diamètres, $d_T$ , du tube égales à $= (0.02, 0.04 \text{ et } 0.06) \text{ m}$ .....	134
<b>Figure V.16 :</b> Intensité de flux $200\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	136
<b>Figure V.17:</b> Intensité de flux $650\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	137
<b>Figure V.18 :</b> Intensité de flux $1000\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	138
<b>Figure V.19 :</b> Températures de vitrage et d'absorbeur pour différentes longueurs de mur de chambre (Prototype 1) pour $H=650\text{W/m}^2$ et pour $t=80\text{mn}$ .....	139
<b>Figure V.20 :</b> Intensité de flux $200\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	141
<b>Figure V.21 :</b> Intensité de flux $650\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	142
<b>Figure V.22 :</b> Intensité de flux $1000\text{W/m}^2$ , (Chambre $1\text{m}^*1\text{m}^*1\text{m}$ ).....	143
<b>Figure V.23 :</b> Températures de vitrage et d'absorbeur pour différentes longueurs de mur de chambre (Prototype 2) pour $H=650\text{W/m}^2$ et pour $t=80\text{mn}$ .....	144

---

# **Liste des tableaux**

<b>Tableau IV.1:</b> Caractéristiques du vitrage.....	108
<b>Tableau IV.2:</b> Caractéristiques des différents matériaux utilisés pour l'absorbeur [93].....	108
<b>Tableau IV.3:</b> Caractéristiques des isolants [93].....	109

---

# SOMMAIRE

---

Liste des figures  
Liste des tableaux

*Introduction générale*.....17

## **Chapitre I : Généralités sur les Systèmes de Ventilation**

I.1. Introduction.....	23
I.2 .Quelques paramètres générées une faible consommation énergétique.....	23
I.2.1. L’enveloppe du bâtiment.....	23
I.2.2. La ventilation.....	24
I.2.3. Diffusion de la chaleur et du froid.....	24
I.3. Ventilation des bâtiments.....	25
I.3.1. Objectifs de la ventilation.....	25
I.3.2. La ventilation naturelle et la ventilation forcée.....	25
I.4. La ventilation naturelle.....	27
I.4.1. Avantages de la ventilation naturelle.....	27
I.4.2. Caractéristiques de la ventilation naturelle.....	28
I.4.3. Les méthodes de la ventilation naturelle.....	29
A. Les tours à vent.....	29
B. Les tours à vent avec humidificateur.....	30
C. Les écopos.....	31
D. Les dômes.....	32
I.4.4. La ventilation naturelle par conduits verticaux.....	34
A. Le tirage thermique.....	34
B. Ventilation naturelle assistée par l’énergie solaire.....	35
C. Le mur trombe.....	36
D. La façade à double peau.....	37
E. La cheminée solaire.....	38
I.4.5. La cheminée solaire.....	39
I.4.5.1. Effet de cheminée.....	39
I.4.5.2 Modes d’opérations d’une cheminée solaire.....	39
I.4.5.3 Types de cheminée solaire.....	40
A. Cheminée solaire verticale.....	40
B. Cheminée solaire inclinée.....	41
I.5. Caractéristiques climatiques de l’Algérie.....	42
I.5.1. Données géographiques.....	42
I.5.2. Zones climatiques en Algérie.....	42

## **Chapitre II : Contexte Bibliographique**

II.1. Introduction.....	46
II.2. Catégories de travaux antérieurs .....	47
II.2.1. Travaux basés sur des études numériques et analytiques.....	48
A. Les modèles normaux.....	48
B. Les modèles à échelle réduite.....	56
C. Environnement d'intérieur commandé.....	57
II.2.2. Travaux basés sur des études expérimentales.....	60
A. Environnement d'intérieur commandé.....	64
II.2.3. Travaux basés sur des études numériques, analytiques et expérimentales.....	65
A. Les modèles normaux.....	65
II.3. Conclusion .....	70

## **Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique**

III.1. Introduction.....	74
III.2. Modele physique.....	75
III.3. Modele mathématique.....	76
III.3.1. Hypothèses simplificatrices .....	76
III.3.2. Régime permanent.....	77
A. Bilan énergétique sur le vitrage .....	77
B. Bilan énergétique pour l'air .....	78
C. Bilan énergétique sur l'absorbeur.....	79
D. Distributions de températures .....	79
III.3.3. Régime Transitoire.....	80
A. Bilan énergétique sur le vitrage .....	80
B. Bilan énergétique pour l'air .....	80
C. Bilan énergétique sur l'absorbeur.....	80
D. Distributions de températures .....	80
III.4. Parametres caracteristiques de la cheminee solaire.....	81
III.4.1. Débit massique d'air à travers la cheminée .....	81
III.4.2. Efficacité instantanée .....	81
III.4.3. Taux de renouvellement d'air (ACH).....	81
III.5. Système Hybride.....	81
III.5.1. Modélisation de système Hybride.....	81
III.5.2. Efficacité de l'échangeur .....	85
III.5.3. Déduction de la température moyenne de l'air de pièce $T_r$ .....	85
III.6. Résolution Numérique .....	87
III.6.1. Discrétisation des équations.....	87
III.6.2. Condition de convergence.....	87
III.6.3. Algorithme de calcul .....	88
III.7. Simulations numériques sur CFD .....	89
III.7.1. Equations générales.....	89
III.7.1.1. Hypothèses simplificatrices.....	89
III.7.1.2. Les équations de Navier-Stockes.....	89
III.7.1.3. L'équation de l'énergie.....	90

III.7.2. Prototype 1 et conditions aux limites correspondantes.....	90
III.7.2.1. Maillage relatif au prototype 1.....	91
III.7.3. Prototype 2 et conditions aux limites correspondantes .....	91
III.7.3.1. Maillage relatif au prototype 2.....	92
III.7.4 La convergence.....	93

## ***Chapitre IV : Etude expérimentale***

IV.1. Introduction : .....	96
IV.2. Description des différents prototypes expérimentaux utilisés.....	96
IV.2.1. Premier prototype.....	96
IV.2.2. Second prototype .....	98
IV.2.3. Troisième prototype.....	100
A. Composants du système hybride cheminé solaire- échangeur air-sol.....	101
B. Emplacement des sondes de mesure .....	103
IV.3. Instruments utilisés dans la collecte des données.....	104
IV.3.1. Le Pyranomètre .....	104
IV.3.2. Le Thermo-anémomètre .....	104
IV.3.3. Les Thermocouples.....	105
IV.3.4. Mesure de d'humidité .....	106
IV.3.5. Mesure de la pression .....	106
IV.3. 6. Les projecteurs.....	106
IV.4. Caractérisation des matériaux .....	107
IV.4.1. Le vitrage.....	107
IV.4.2. L'absorbeur.....	108
IV.4.3. L'isolation des parois.....	108
IV.5. Présentation des résultats expérimentaux et discussion.....	109
IV.5.1. Tests de reproductibilité des mesures expérimentales.....	109
IV.5.2 Résultats expérimentaux.....	112
IV. 6. Conclusion .....	120

## ***Chapitre V : Résultats théoriques et validation***

V. 1 Introduction.....	123
V.2. Présentation des résultats et discussions.....	123
V.2.1. Cheminée solaire simple (sans puits).....	123
V.2.1. 1. Résultats théoriques sur les distributions de températures, du flux de masse et de l'efficacité pour différentes intensitésde flux .....	123
V.2.1.2. Comparaison de résultats.....	125
V.2.2. Système Hybride cheminée solaire avec échangeur air-sol.....	129

V.2.2.1. Distributions de températures dans la cheminée solaire.....	129
V.2.2.2. Evolution du débit massique et vitesse de sortie dans la cheminée.....	129
V.2.2.3. Evolution du taux de renouvellement d'air, ACH, et de l'efficacité dans la cheminée.....	130
V.2.2.4.Echangeur air-sol (Puits canadien) .....	131
V.2.2.4.1.Variation de la température du fluide dans le tube.....	131
V.2.2.4.2. Evolution de la vitesse de l'air dans le tube.....	132
V.2.2.4.3. Evolution de l'efficacité.....	133
V.3. Simulations numériques des écoulements dans les cheminées.....	134
V.3.1. Prototype 1.....	134
V.3.1.1. Influence de l'intensité de flux.....	134
V.3.1.2. Influence de la taille du vitrage et du mur absorbeur sur les écarts de températures.....	139
V.3.2. Prototype 2.....	139
V.4. Conclusion.....	144
<b>Conclusion générale</b> .....	146
<b>Références Bibliographiques</b> .....	150
<b>Annexes</b> .....	158

# *Introduction Générale*

---

# **I**ntroduction générale

Le recours à la ventilation naturelle par de grandes ouvertures, dans le but de maintenir dans les locaux d'habitation des conditions de confort thermique acceptables, est un concept parfaitement intégré dans l'architecture traditionnelle des pays situés en région méditerranéenne ou en climat tropical. En climat tempéré où l'architecture n'est généralement pas conçu pour répondre à des conditions climatiques chaudes, le recours à la ventilation naturelle est saisonnière se fait à l'initiative des occupants par leur action sur les ouvrants. Les systèmes de ventilation mécanique ont l'implication indésirable directe sur la consommation d'énergie car ils exigent dans leur fonctionnement plus d'électricité suivant la puissance désirée. Pour certaines villes, les conditions de climatisation prennent presque la pleine capacité de leurs grilles d'électricité [1]. On s'attend à ce que la ventilation normale fournisse l'économie d'énergie de refroidissement de l'ordre de 10% et évente l'économie de consommation d'énergie annuelle sur l'ordre de 15% quand les conditions de fonctionnement climatiques conviennent [2].

Les systèmes de ventilation mécanique sont associés à l'émission élevée de gaz à effet de serre, qui a un impact négatif sur l'environnement. Ainsi, on propose de plus en plus la ventilation passive en tant que moyen d'économie l'énergie pour fournir des qualités d'air à confort thermique proportionné pour les habitants à l'intérieur des bâtiments aussi bien que pour les espaces de bureau que d'industrie. La ventilation passive ou active est induite par la flottabilité thermique ou par le vent. A titre d'exemple, quand le vent heurte le bâtiment, il crée la pression positive du côté au vent et la pression négative du côté sous le vent du bâtiment. Cette différence de pression agit en tant que force d'entraînement pour permettre à l'air de s'écouler dans le bâtiment par l'ouverture au vent et laisser le bâtiment par l'ouverture sous le vent [3].

La cheminée solaire est un excellent exemple de ventilation passive. Elle est conçue pour maximiser l'effet de ventilation en maximisant le gain solaire [4], créant ainsi une différence suffisante de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment pour créer

une circulation d'air. Dans les journées chaudes d'été, le flux radiatif est très important et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est importante également. En considérant qu'à l'aide de la cheminée solaire, la différence de température suffisante peut être créée en maximisant le gain solaire. Le rayonnement et la convection combinés à l'intérieur d'une cheminée solaire ont comme conséquence le mouvement d'air appréciable par augmentation alternative de la ventilation. La cheminée solaire est donc aussi une stratégie prometteuse de ventilation même pour le vent chaud moins de jours où la ventilation de pile est insuffisante en raison de la différence insignifiante de la température entre intérieure et extérieure du bâtiment.

La cheminée solaire est un canal thermo- siphonique d'air dans lequel le mécanisme d'entraînement principal de la circulation d'air est par flottabilité thermique [5]. On peut trouver différentes variantes de conception de cheminée solaire, qui est affectée par un certain nombre de facteurs tels que l'endroit, le climat, l'orientation, la taille de l'espace à aérer et les gains internes de chaleur [6]. Cependant, les éléments de base tels que le capteur solaire, la couverture transparente, et les ouvertures sont communs à chaque conception.

La première étude fondamentale sur la cheminée solaire a été élaborée par Bansal et al. [3]. Elle consiste à l'analyse de l'augmentation de la ventilation des locaux d'habitation par utilisation d'un système de cheminée solaire. Un modèle mathématique en régime permanent a été développé par les auteurs pour la modélisation des transferts thermiques dans cette cheminée. Les débits de ventilation obtenus varient entre 140 et 330m<sup>3</sup>/h pour un rayonnement solaire variant de 200 à 1000W/m<sup>2</sup> [3].

Avec les problèmes liés à la pollution atmosphérique et au réchauffement climatique, plusieurs travaux de recherches tant sur le plan théorique qu'expérimental ont suivi ceux de Bansal et al. [3]. Ces études visent principalement l'amélioration des performances énergétiques de ces cheminées solaires.

L'Algérie dispose d'un potentiel en énergie solaire assez important, particulièrement dans les régions du sud du pays. L'utilisation rationnelle de ce potentiel énergétique fort important contribuera à la réduction de la consommation énergétique dans le domaine de la climatisation par compression mécanique.

L'objectif de la présente thèse consiste à analyser un système de ventilation passive à base de cheminée solaire d'une pièce. Cette analyse concerne aussi bien l'aspect théorique que l'aspect expérimental.

Le plan du travail de thèse est structuré en cinq chapitres principaux :

- Le premier chapitre est relatif à des généralités sur le confort thermique et la ventilation naturelle avec classification des différents systèmes adaptés pour atténuer l'utilisation massive de la climatisation ;
- Le second chapitre présente une recherche bibliographique sur la ventilation naturelle par cheminée solaire ;
- Le troisième chapitre comporte en premier partie le développement d'un modèle mathématique, basé sur les équations de bilans thermiques en régime transitoire dans la cheminée solaire. Ces bilans sont relatifs au vitrage, à l'absorbeur et à l'écoulement d'air dans le canal cheminée. La deuxième partie comporte une modélisation expérimentale sur le prototype utilisé et les instruments de mesure utilisés ;

Les équations gouvernantes ont été résolues numériquement par utilisation d'un schéma aux différences finies. A cet effet, un programme de calcul utilisant le langage Fortran a été développé.

- Dans le quatrième chapitre, on a représenté les différents résultats expérimentaux ;
- Le cinquième chapitre est consacré aux résultats et à leur interprétation détaillée. Ces résultats concernent les distributions de température au niveau du vitrage, de l'absorbeur et dans le fluide s'écoulant le long du canal cheminée. L'influence du rayonnement solaire et certains paramètres géométriques de la cheminée solaire sur le taux de renouvellement d'air et le rendement de la cheminée sont également analysés. Une comparaison a été faite entre les résultats expérimentaux et théoriques afin d'apprécier la capacité du modèle proposé à décrire les phénomènes physiques observés expérimentalement. Des simulations numériques sur logiciel CFD ont également été réalisées pour différents flux radiatifs afin d'analyser les écoulements avec transfert de chaleur dans le système de ventilation passive.

Le manuscrit se termine par une conclusion générale mettant en relief les résultats obtenus, les améliorations à entreprendre ainsi que les perspectives projetées pour la continuité de ce travail.

*Chapitre I :*  
*Généralités sur*  
*les Systèmes de Ventilation*

# Chapitre I

## Généralités sur les Systèmes de Ventilation

### **Sommaire :**

---

I.1.Introduction.....	23
I.2 .Quelques paramètres générées une faible consommation énergétique.....	23
I.2.1. L’enveloppe du bâtiment.....	23
I.2.2. La ventilation.....	24
I.2.3. Diffusion de la chaleur et du froid.....	24
I.3. Ventilation des bâtiments.....	25
I.3.1. Objectifs de la ventilation.....	25
I.3.2. La ventilation naturelle et la ventilation mécanique.....	25
I.4. La ventilation naturelle.....	27
I.4.1. Avantages de la ventilation naturelle.....	27
I.4.2. Caractéristiques de la ventilation naturelle.....	28
I.4.3. Les méthodes de la ventilation naturelle.....	29
A. Les tours à vent.....	29
B. Les tours à vent avec humidificateur.....	30
C. Les écopos.....	31
D. Les dômes.....	32
I.4.4. La ventilation naturelle par conduits verticaux.....	34
A. Le tirage thermique.....	34
B. Ventilation naturelle assistée par l’énergie solaire.....	35
C. Le mur trombe.....	36
D. La façade à double peau.....	37
E. La cheminée solaire.....	38
I.4.5. La cheminée solaire.....	39
I.4.5.1. Effet de cheminée.....	39
I.4.5.2 Modes d’opérations d’une cheminée solaire.....	39
I.4.5.3 Types de cheminée solaire.....	40
A. Cheminée solaire verticale.....	40
B. Cheminée solaire inclinée.....	41
I.5.Caractéristiques climatiques de l’Algérie.....	42
I.5.1. Données géographiques.....	42
I.5.2. Zones climatiques en Algérie.....	42

# **Chapitre I : Généralités sur les systèmes de ventilation**

## **I.1. Introduction :**

La conception bioclimatique des bâtiments s'intègre dans une démarche de maîtrise de l'énergie et constitue de ce fait un enjeu primordial. Elle nécessite la connaissance des performances énergétiques des composants d'enveloppe et des systèmes associés et doit permettre d'éviter le recours à des dispositifs de chauffage ou de refroidissement, forts consommateurs d'énergie.

Dans ce cadre, les systèmes passifs sont tout à fait indiqués, dans la mesure où ils permettent de réguler les conditions d'ambiances en utilisant des moyens naturels, sans apport énergétique supplémentaire. Ces systèmes utilisent des puits naturels de chaleur tels que l'inertie du sol pour les systèmes à tubes enterrés, les radiations nocturnes de la voûte céleste pour les systèmes radiatifs et la chaleur latente de changement de phase pour les systèmes évaporatif[7].

Le procédé de rafraîchissement d'air est relatif à tout système qui contribue artificiellement à la diminution de la température ambiante sans toutefois qu'une température consigne lui soit assignée. Le rafraîchissement peut s'obtenir de façon passive (ex. cheminée solaire) ou active en consommant de l'énergie électrique par un système thermodynamique.

Face à la multitude de polluants de l'air intérieur, la ventilation a d'abord un rôle hygiénique qui consiste à maintenir une bonne qualité de l'air intérieur. Cela exige le remplacement de l'air vicié par de l'air dit « neuf », c'est-à-dire supposé exempt de polluant. Il s'agit essentiellement de prévenir l'accumulation de polluants gazeux et d'odeurs désagréables générés au sein même du bâtiment. L'état actuel des connaissances montre que la santé et le confort des occupants sont avantagés ou défavorisés selon le type de gestion de l'environnement[7]. La présence de moisissures, de poussières, de dioxyde de carbone et de tout autre contaminant pouvant nuire à la santé des occupants.

## **I.2. Quelques paramètres générant une faible consommation énergétique :**

### **I.2.1. L'enveloppe du bâtiment**

Une approche bioclimatique doit être suivie pour favoriser les apports solaires passifs nécessaires à la réduction des besoins de chauffage. La situation, l'orientation, la compacité du bâtiment, la position et la performance des vitrages doivent donc être optimisés.

L'enveloppe doit être fortement isolée (y compris la dalle) et les ponts thermiques éliminés, ce qui passe le plus fréquemment par une isolation par l'extérieur.

Les murs extérieurs et le toit d'un bâtiment sont l'interface entre l'intérieur et l'environnement extérieur [8]. Les bâtiments doivent être isolés selon les conditions extérieures et intérieures de l'environnement des exigences de confort thermique.

L'isolation thermique est généralement installée dans les composants d'enveloppe du bâtiment afin de réduire le chauffage et la climatisation des locaux, la consommation d'énergie et les coûts. Le coût d'installation d'isolation augmente avec l'épaisseur, lorsque le coût de chauffage et de refroidissement baisse. Notons que l'isolation thermique dans un bâtiment est un paramètre très important dans l'économie énergétique, vu que le bâtiment représente le quart des émissions de gaz à effet de serre. Une bonne isolation permet une économie d'énergie très appréciable [9].

### **I.2.2. La ventilation**

Le bâtiment à énergie positive doit être très étanche à l'air. Sa ventilation doit être maîtrisée, via une ventilation mécanique contrôlée à double flux et couplée à un récupérateur de chaleur sur air vicié performant limitant les échanges thermiques par renouvellement d'air. Selon les besoins, le maintien du confort d'été peut être assuré de manière passive par un échangeur air-sol ou par une stratégie de ventilation nocturne. La ventilation simple flux associée à des bouches d'entrée d'air ou d'extraction à débit régulé selon le taux d'hygrométrie « hygro-réglable » ou de polluants ne présente pas de performances suffisantes au vu des objectifs du bâtiment à énergie positive.

### **I.2.3. Diffusion de la chaleur et du froid**

Le chauffage aéraulique, utilisant le réseau de ventilation pour la diffusion de la chaleur semble être la solution la plus simple et la plus économique à mettre en œuvre au sein d'un bâtiment à énergie positive. En effet, cette solution nécessite un équipement peu encombrant. Elle possède une bonne réactivité aux besoins de puissance du fait de sa faible inertie et est donc particulièrement adaptée aux bâtiments très isolés où le moindre apport solaire ou interne suffit à atteindre la température de consigne : l'arrêt du système doit alors être très rapide.

### **I.3. Ventilation des bâtiments**

#### **I.3.1. Objectifs de la ventilation**

La ventilation vise la préservation de la santé des occupants et celle de l'intégrité du bâtiment avec des contraintes sur le confort thermique, la durabilité, la sécurité incendie, le bruit et l'utilisation d'énergie. Pour le bâtiment, une ventilation bien conçue limite les risques de condensation, de sécheresse, de moisissure, de champignons, d'acariens, de poussière et de condensation interstitielle. Pour la santé de l'occupant, elle limite les concentrations de monoxyde de carbone, de dioxyde de carbone, de germes, de micro-organismes et de composés organiques volatils.

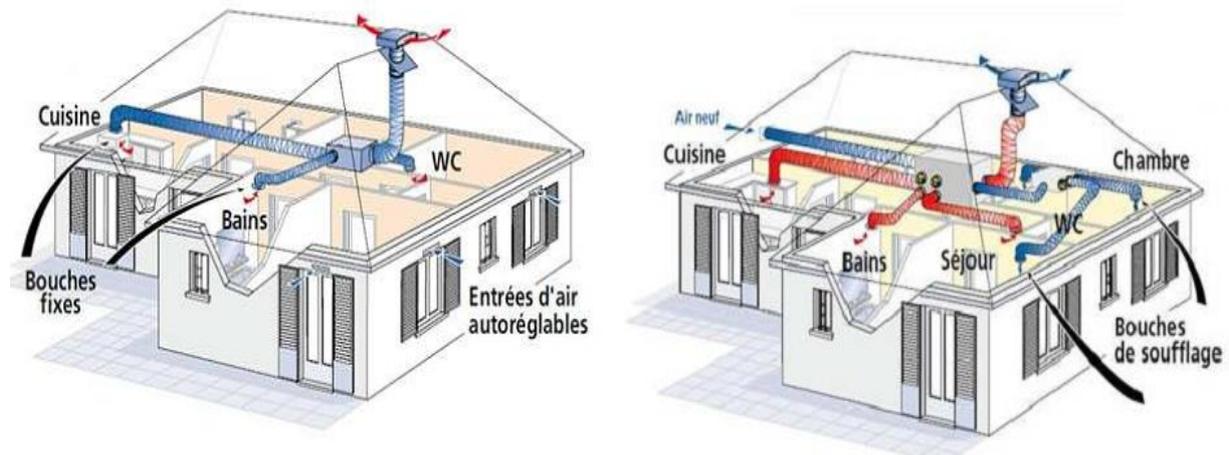
Les objectifs de la ventilation sont :

- L'élimination des polluants naturels (issus de l'ameublement, des matériaux de construction, des produits de nettoyage, les odeurs, le CO<sub>2</sub> métabolique et la vapeur d'eau) ;
- L'élimination des polluants spécifiques émanant de sources locales identifiables telles que les odeurs de toilettes, odeurs de cuisine, vapeur d'eau provenant de la cuisine ou de la toilette, fumée de tabac dans l'environnement, produits de combustion provenant d'appareils à combustible ;
- L'alimentation en air neuf pour les occupants ;
- Le contrôle de l'humidité intérieure pour éviter une atmosphère trop sèche et éviter moisissure ou condensation ;
- La fourniture d'air pour les appareils à combustible.

#### **I.3.2. La ventilation naturelle et la ventilation mécanique**

Quatre stratégies de ventilation sont envisageables actuellement : la ventilation naturelle, la ventilation par insufflation, la ventilation par extraction et la ventilation double flux (fig. I.1). Les trois dernières sont des techniques de ventilation mécanique. Combinées, elles présentent de grands avantages pour répondre aux objectifs et aux contraintes décrites précédemment. Tout d'abord, il est possible dans certains cas que les concentrations des polluants extérieurs (émanant des véhicules à moteur ou de l'industrie) atteignent des niveaux importants. Le concepteur peut alors envisager le traitement de l'air neuf en ajoutant des filtres pour les particules au système de ventilation mécanique, les entrées d'air étant petites et localisées précisément. Dans le cas d'une ventilation à double flux, les sorties d'air sont elles aussi

connues, il est donc possible de récupérer l'énergie thermique qui serait perdue par une simple extraction.



**Figure I.1:** Principe des réseaux de ventilation par extraction à gauche et double flux à droite  
(atantic.fr)[10]

On distingue trois sources de polluants : les sources diffuses (polluants issus des peintures, produits d'entretien ...) qui doivent être traitées à l'aide d'un renouvellement d'air global, les sources spécifiques (cuisson, toilettes...) et les produits de combustion. Pour les sources diffuses, il est possible de contrôler assez précisément les débits d'air qui passent au travers des ventilateurs. De cette façon, le concepteur peut facilement garantir un renouvellement d'air minimum pour limiter l'accumulation de ces polluants. De plus, les pertes thermiques peuvent être limitées car cette garantie provient d'un pilotage précis des débits (asservissement des ventilateurs, ajustement par rapport à la concentration d'humidité, de polluants...) plutôt que d'un surdimensionnement comme dans le cas de la ventilation naturelle. Ainsi, la limitation des débits et la récupération d'énergie thermique sur l'air extrait permet de limiter fortement les pertes thermiques en hiver.

Les systèmes mécaniques offrent de plus la possibilité d'orienter facilement les écoulements et de leur donner les caractéristiques souhaitées en termes de turbulence et de mélange pour traiter les sources locales sans risque d'inversion des sens d'écoulement. Cette caractéristique est utile au concepteur pour éviter que l'air des pièces humides traverse les pièces de vie. Elle lui permet de plus de garantir le non-déversement accidentel à partir d'appareils à tirage ou vert. Enfin, la possibilité de garantir les débits et le sens des

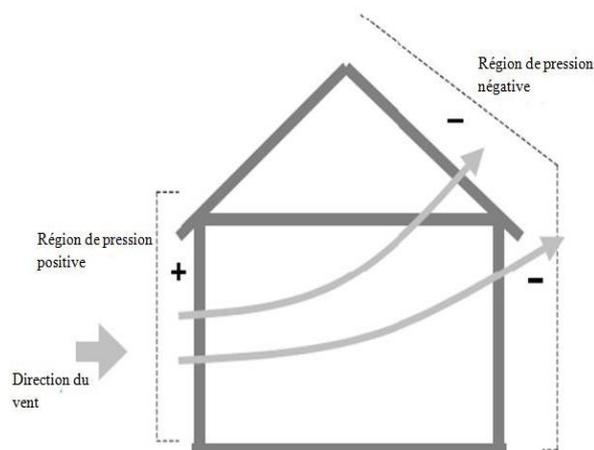
écoulements est très utile pour la sécurité incendie : elle permet de séparer le bâtiment en zones cloisonnées et d'extraire les fumées pour protéger les occupants en cas de départ de feu.

La ventilation naturelle a finalement été progressivement abandonnée avec l'apparition des systèmes de climatisation et l'élaboration dans les années 1970 des indices de confort PMV-PPT par Fanger[11]. Fanger prédit le taux de satisfaction des personnes en fonction des variables d'état de l'air ambiant (température, température rayonnante moyenne, vitesse et humidité relative), de leur activité métabolique et de leur habillement.

### I.4. La ventilation naturelle :

La ventilation naturelle est un système de ventilation permettant de renouveler l'air intérieur des bâtiments en reposant sur l'action de deux forces principales : le vent et l'écart de température entre l'air extérieur et l'air intérieur (Figure I.2 et Figure I.3). Ces deux moteurs sont variables dans le temps et suivant le site et rendent ainsi difficile le contrôle des débits d'air internes.

Le vent soufflant sur un bâtiment induit des pressions positives sur les façades face au vent et des pressions négatives sur les façades sous le vent et sur le toit (Figure I.2). L'air peut ainsi balayer le logement à travers les différentes ouvertures (défauts d'étanchéité, entrées d'air) des zones de haute pression vers celles de basse pression. Le vent agit également sur le débouché de conduit en augmentant les débits extraits.



**Figure I.2 :** Action du vent sur les bâtiments.

#### I.4.1. Avantages de la ventilation naturelle :

- Procure une ventilation qui assure la sécurité, les conditions de confort et de santé aux occupants des bâtiments sans l'utilisation de ventilateur,

- Procure un rafraîchissement passif sans système thermodynamique,
- Réduit les coûts de construction et d'utilisation des bâtiments quand elle est conçue soigneusement,
- Réduit les consommations d'énergie liées au système de conditionnement et aux ventilateurs,
- Elimine les bruits de ventilateurs.

### **I.4.2. Caractéristiques de la ventilation naturelle:**

La ventilation permet le rafraîchissement en évacuant la chaleur du corps humain. Les mouvements d'air peuvent être induits par des forces naturelles (vent et tirage thermique) ou par des ventilateurs. Les écoulements d'air sont le résultat de différences de pression qui se créent autour et à l'intérieur des bâtiments. L'air s'écoule des hautes vers les basses pressions.

Quand l'air extérieur est plus froid que celui situé à l'intérieur du bâtiment, la ventilation peut extraire les gains internes ou solaires durant la journée et peut fournir le bâtiment en air frais pendant la nuit si nécessaire. Au niveau du corps humain, les mouvements d'air augmentent les échanges convectifs et accroissent le taux d'évaporation de la sueur au niveau de la peau.

L'évaporation est un mécanisme de rafraîchissement très puissant qui peut apporter une sensation de confort durant les périodes chaudes. Néanmoins, pour être efficace, il ne faut pas que l'air environnant soit trop humide (humidité relative inférieure à 85%). Les mouvements turbulents de l'air favorisent ces deux phénomènes d'évacuation de la chaleur. La conception du bâtiment et ses alentours ont tous deux une influence importante sur l'efficacité du rafraîchissement naturel.

Le débit d'air traversant le bâtiment est fonction de sa localisation, du dimensionnement et des caractéristiques des ouvertures, de l'effet d'obstacles internes à l'écoulement de l'air et des effets de la forme externe du bâtiment en relation avec la direction du vent (présence de mur en aile). Les écoulements d'air dans les bâtiments doivent être considérés comme tridimensionnels.

Pour que les forces de poussée puissent agir, il est nécessaire qu'il existe un gradient de température significatif entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment et une résistance minimale à l'écoulement de l'air. L'écoulement complet résulte de la combinaison du tirage thermique

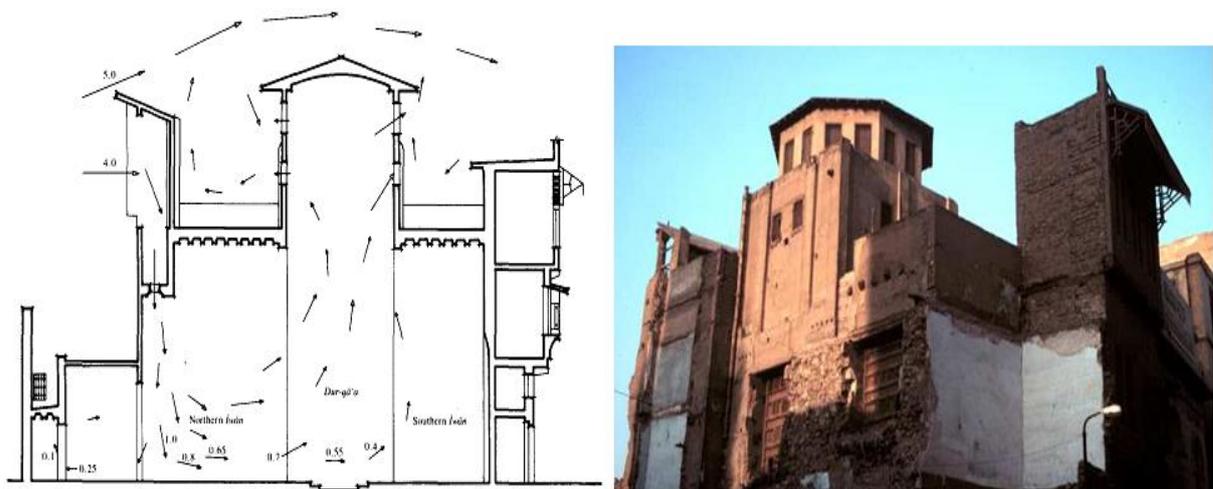
et des champs de pression dus au vent. La conception des systèmes de ventilation doit aussi prendre en compte l'éclairage naturel, les apports solaires, et des considérations de sécurité et de nuisance sonore.

### **I. 4.3. Les méthodes de la ventilation naturelle:**

#### **A. Les tours à vent :**

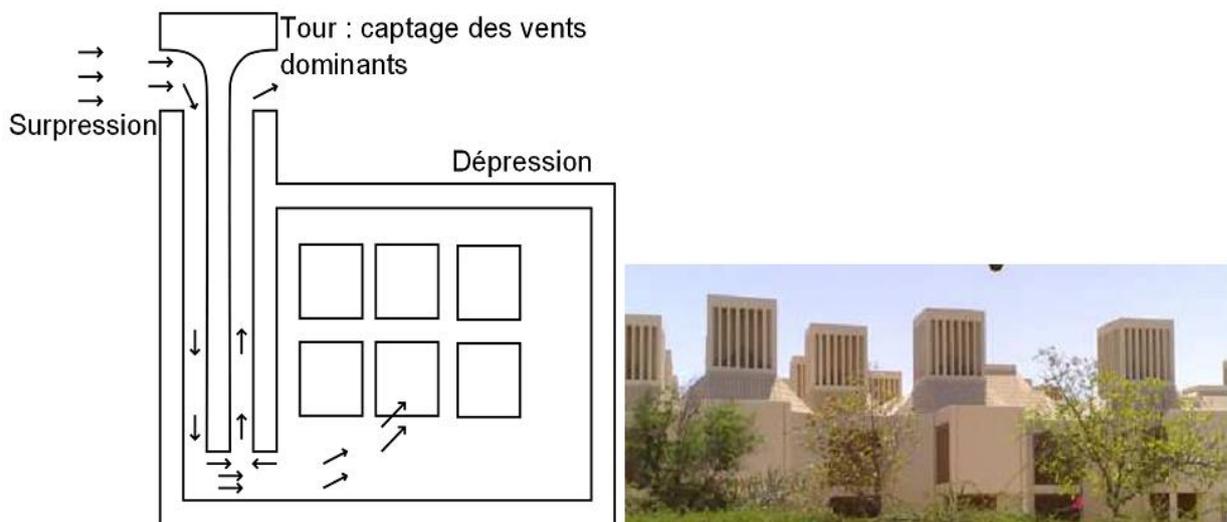
La tour à vent telle que son nom l'indique, est un outil de ventilation utilisé pour obtenir un refroidissement naturel. Elle a été employée pendant des siècles dans les pays à climat chaud et aride, en particulier en Iran. Les tours à vent dans les villes centrales de l'Iran sont connues en tant que « badgir » voulant dire capteurs à vent. Des tours à vents se trouvent dans l'ensemble du moyen orient, de l'Égypte au Pakistan, leurs formes s'adaptant aux caractéristiques du vent ainsi qu'au mode de construction. Les tours à vent s'appellent malqaf en Égypte, Mangh au Pakistan et Badgir (ou Barajil ou Barjeel, littéralement «attrape vent ») à l'Émirats Arabes Unis et en Iran [12].L'origine et la date exacte de l'utilisation de la première tour à vent n'est pas définie et convenue par les historiens et chercheurs. Nous pouvons citer les plus fréquentes, à savoir:

L'idée du malqaf ou la tour à vent remonte aux périodes historiques très lointaines. Elle a été employée par les Égyptiens antiques dans les maisons d'Al-Amarna de Tal et est représentée dans des peintures de mur des tombeaux de Thèbes. Un exemple est la maison pharaonique du Bout-Amun représentée sur son tombeau, qui date de la dix-neuvième dynastie (1300 avant J.C.).



**Figure I.3 :** Ventilation par « Wind Catchers » (Malqafs ) , Qa'aMuhib al- Din al-Muwaqqi en Égypte [13].

Les tours à vent sont des dispositifs destinés à capter les vents en hauteur afin de les diriger vers l'intérieur du logement à ventiler. Le capteur fonctionne par la différence de température entre le vent et l'air ambiant intérieur. Le vent, plus frais, moins poussiéreux et moins humide, de par la hauteur à laquelle il est capté, pénètre par le capteur pour descendre au rez-de-chaussée de l'habitation (Fig I-4). L'air neuf ainsi introduit, chasse l'air intérieur plus chaud et plus vicié. Si, par contre, l'air ambiant est plus frais que le vent en hauteur, une pression empêche la pénétration du vent dans le capteur. Il est préférable de prévoir, pour les saisons froides, des dispositifs qui permettent d'obstruer les bouches.



**Figure I.4 :** Ventilation par « Wind Catchers », à l'université de Qatar[10].

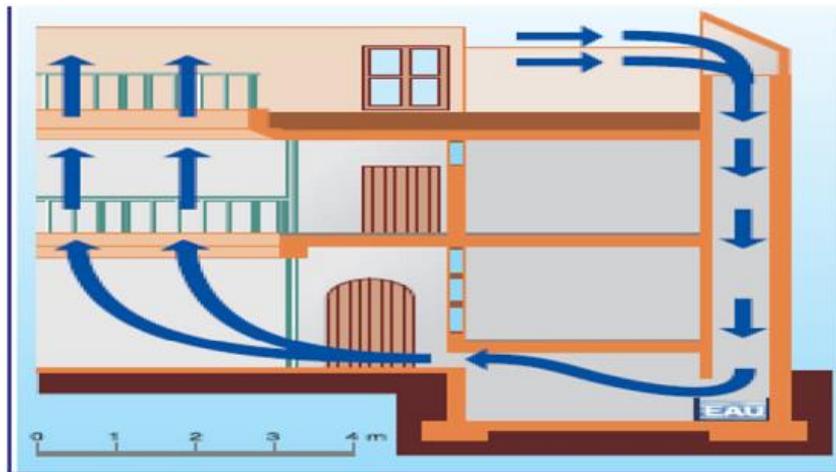
Les écopages des tours à vent sont généralement en forme d'entonnoir, pour créer un effet venturi, et orientées face aux vents dominants. Lorsque le vent se dirige selon un secteur étroit, l'écope se constitue d'une large section verticale qui va en se rétrécissant légèrement jusqu'à celle du conduit intérieur. Dans les climats à forte amplitude thermique, la forte inertie des matériaux du conduit peut rafraîchir l'air efficacement.

### **B. Les tours à vent avec humidificateur :**

Le système est amélioré par la suspension de vases d'eau en terre non cuite dans la tour. Cela permet d'humidifier le filet d'air sec et d'abaisser ainsi sa température grâce à l'évaporation de l'eau avant la ventilation dans l'habitat. Les changements d'état de l'eau mettent en jeu des quantités d'énergie importantes. C'est ainsi que, pour évaporer 1kg d'eau, il faut lui fournir 500 à 600 kcal.

Comme cette énergie est prélevée dans l'air du local, il s'y produit inévitablement une diminution de la température. Cette amélioration ne peut être exploitée en climat humide puisque l'humidité relative est déjà supérieure au niveau de confort (Fig I.5). En revanche, en climat sec, elle permet la ventilation des espaces intérieurs : l'air introduit est rafraîchi avant de pénétrer dans l'habitat et les problèmes de poussières liés à la ventilation sont diminués grâce à l'humidité relative de l'air plus élevée.

En ce qui concerne la capture de l'air en hauteur, les considérations à prendre en compte sont les mêmes que pour les écopos. Les pertes dans les conduits aérauliques sont à réduire au maximum. On privilégie donc les sections larges et homogènes des conduits et des bouches ainsi que les conduits rectilignes.



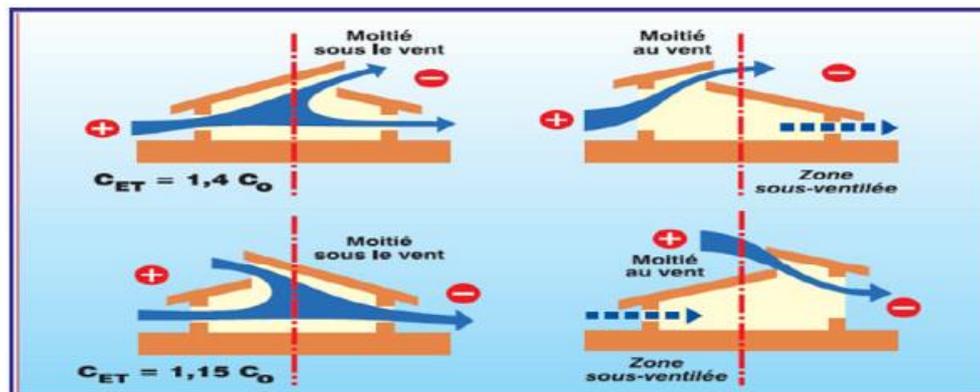
**Figure I.5 :** Utilisation de l'humidification dans le tour à vent[14].

### C. Les écopos :

Ce sont des dispositifs de prise d'air de grande dimensions intégrés à la toiture. Elles améliorent le potentiel de ventilation naturelle de l'habitat, nécessaire en climat chaud. Elles permettent de ventiler les pièces centrales, essentielles aux volumes intérieurs entièrement traversant, elles s'avèrent idéales pour la ventilation des bâtiments peu poreux. Il existe deux types d'écopos : les écopos d'extraction et les écopos d'admission. Les écopos ouvertes vers le vent augmentent l'admission de flux à l'intérieur. Celles ouvertes à l'encontre du sens du vent augmentent l'extraction des flux venant de l'intérieur. Les écopos d'extraction sont généralement plus efficaces que les écopos d'admission car elles placent l'intérieur en légère dépression.

Une mauvaise implantation risque de créer à l'intérieur une zone sous ventilée, comme le montre la figure (I.6). Lorsqu'une écopo est placée face au vent, elle doit se trouver le plus

près possible de la façade au vent, et inversement. Une faible ouverture en façade au vent risque de favoriser un écoulement d'air vers la façade sous le vent. Le même phénomène advient dans le cas d'une ouverture importante sur la façade sous le vent et une écope en admission. Afin de capter des écoulements rapides, frais, moins poussiéreux et moins humides, les écopés sont situés en hauteur. Pour des vents dominants de différentes directions, la conception des écopés est multi directionnelle. Plus complexes, ces écopés sont généralement moins efficaces que celles à une seule direction. D'après les travaux menés dans la soufflerie atmosphérique du CSTB[14], la section de l'ouverture verticale d'une écope doit représenter environ 20 % de la surface verticale de l'enveloppe du bâtiment perpendiculaire au vent.



**Figure I.6:** Influence de l'implantation de l'écope en toiture.

#### **D. Les dômes :**

Cette technique de construction est employée depuis l'Antiquité. Elle est largement associée aux pays du Maghreb et du Proche-Orient, et notamment l'Algérie, l'Égypte, la Jordanie, la Palestine et la Tunisie. Son utilisation est généralement courante dans tous types de milieux : urbain, rural, en plaine, en montagne ou en bord de mer. Cette technique constructive est utilisée en rez- de chaussée, en premier ou en dernier étage (Fig I.7). Elle fait généralement office de couverture. Ce sont des coupôles qui, ayant au sommet une fenêtre, recouvrent soit une partie de la maison soit la pièce principale d'un bâtiment. Le plus souvent, les coupôles sont pleines, réalisées sans ouvertures. Quelquefois, des percements sont réalisés, soit dans les pans de la coupôle, soit au sommet de celle-ci. Ces ouvertures sont généralement faites dans le même matériau que le corps de l'ouvrage, et servent à assurer la ventilation et l'éclairage de l'espace couvert [15].

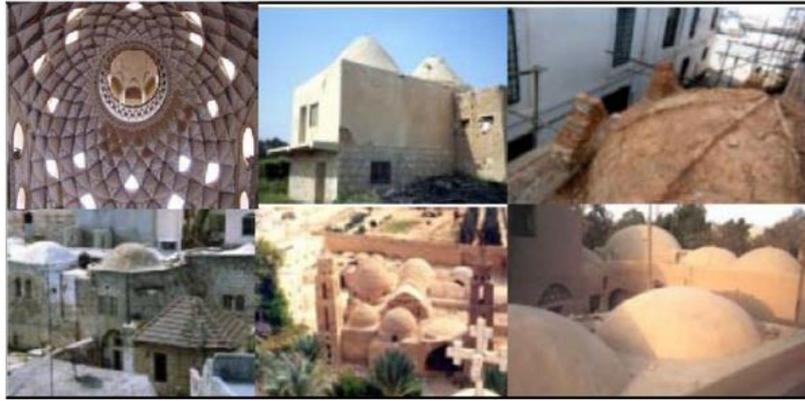


Figure. I.7 : Différentes configurations des coupoles[16].

Les dômes présentent à la voûte céleste une surface de déperdition thermique très grande. Par contre dans la journée, seule une partie de ce maître couple reçoit les rayons solaires. Les échauffements du dôme sont ainsi limités. Ces échauffements sont responsables des mouvements convectifs de l'air à l'intérieur du dôme(Fig I.8).

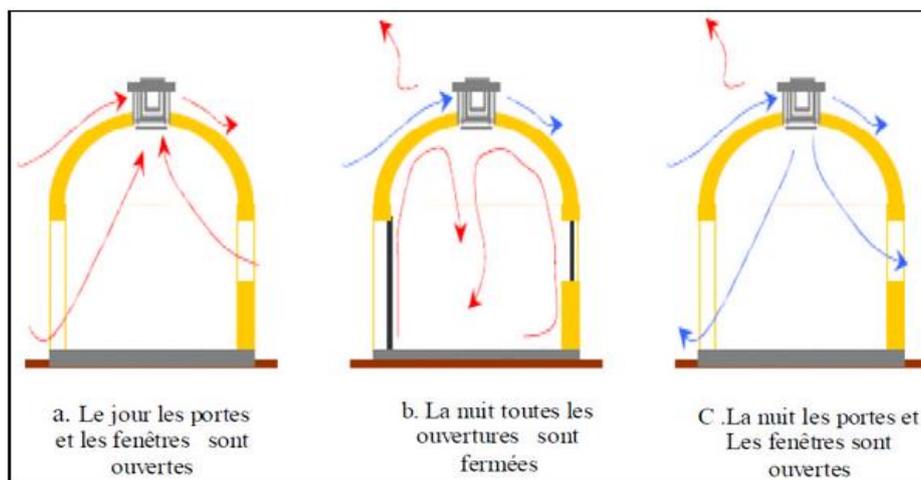


Figure I. 8: Différents cas de fonctionnement des Dômes.

Le jour, lorsque le sommet du dôme est chaud, l'air intérieur au contact de ce dôme s'échauffe. Si les fenêtres et les portes du bâtiment ainsi que la fenêtre du dôme sont ouvertes, l'air à l'intérieur du bâtiment a tendance à monter. Ce mouvement ascendant est favorisé par l'air plus froid donc plus dense autour du bâtiment, qui pénètre à l'intérieur. L'air chaud est alors entraîné et évacué par effet de cheminée à l'extérieur par la fenêtre du dôme.

La nuit, la chaleur accumulée dans la journée par le dôme est échangée par rayonnement avec la voûte céleste et par convection avec l'air. La fenêtre supérieure étant fermée, l'air à l'intérieur du bâtiment monte par la partie centrale, se refroidit au contact du dôme, devient

plus dense, et redescend par la partie latérale. Si par contre dans une nuit sans vent, tous les volets sont ouverts, l'air à l'intérieur du bâtiment étant plus chaud, l'air froid de l'extérieur a tendance à descendre, pénétrer alors à l'intérieur par le sommet du dôme, y crée une forte pression et évacue l'air chaud de l'intérieur par les volets du bâtiment.

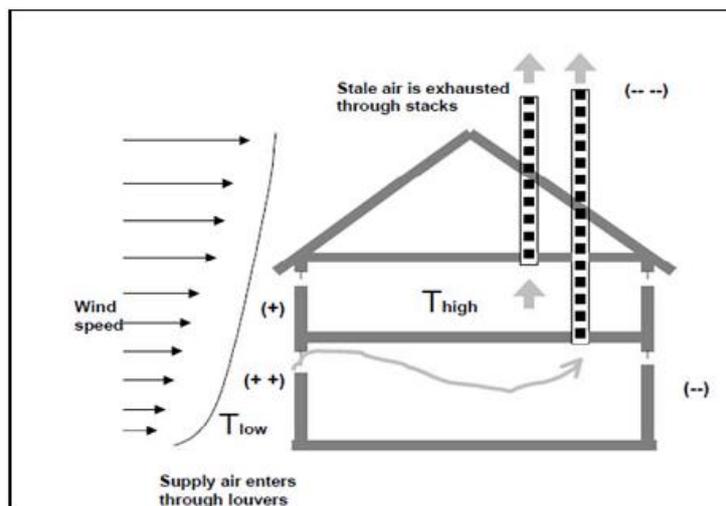
Au cours des nuits où le vent souffle, l'évacuation de l'air chaud s'effectue dans le sens inverse. Sous l'effet de la pression de l'air extérieur, froid, très dense, accumulé au du bâtiment, le vent qui souffle, entraîne l'air chaud du bâtiment par la fenêtre du dôme. Enfin, le dôme n'a pas un facteur de forme plus grand que les autres surfaces vis à vis du volume interne et donc son échauffement ne peuvent être ressenties.

#### **I.4.4.La ventilation naturelle par conduits verticaux :**

La ventilation naturelle par conduits verticaux est largement utilisée dans le résidentiel collectif existant construit avant 1982. Le bâtiment doit être suffisamment étanche afin d'éviter des infiltrations d'air importantes qui sont nuisibles au bon fonctionnement du système.

##### **A. Le tirage thermique :**

La dépression qui génère les mouvements d'air est créée par la différence de masse volumique de l'air plus ou moins chaud. « L'air chaud a tendance à monter » (Figure I.9). Sion prévoit des ouvertures en partie basse pour introduire d'air extérieur dans un espace à rafraîchir, et des ouvertures en partie haute pour laisser l'air s'échapper, il se produit un renouvellement d'air par effet de cheminée.



**Figure I.9 :** Effets combinés du vent et du tirage thermique [17].

Un réseau de conduits de ventilation naturelle est composé d'entrées d'air, de conduits verticaux et de sorties d'air équipées d'extracteurs. Les effets utilisés sont combinés : les écoulements résultent des forces d'ascendance verticale (tirage thermique) à l'intérieur du bâtiment et des effets de la pression du vent sur les extracteurs en haut des conduits. Nous pouvons citer par exemple le cas très récent de l'éco quartier « BeddingtonZero Energy Development » au sud de Londres (figure. I.10) dont les extracteurs s'orientent selon la direction du vent pour profiter au maximum des effets de dépression.



**Figure I.10 :** Ventilation naturelle assistée par des extracteurs, quartier Bed ZED au sud de Londres [18].

### **B. Ventilation naturelle assistée par l'énergie solaire :**

Le principe général de cette ventilation naturelle est d'assister le phénomène de tirage thermique en utilisant l'énergie solaire pour augmenter les écarts de températures et donc l'effet de tirage thermique. Dans le présent travail, on s'intéresse à ce dernier type de ventilation [19].

Les cheminées solaires, les façades à doubles peaux et les murs trombe sont des cavités ouvertes conçues pour se servir de l'énergie solaire pour le chauffage passif, la ventilation naturelle et dans le cas de la façade à double peau fournie également la lumière du jour. La figure (I.11) montre les trois types de cavités pour le chauffage passif et la ventilation naturelle dans les bâtiments. La flottabilité thermique est le mécanisme principal régissant la circulation d'air dans les cavités ouvertes.

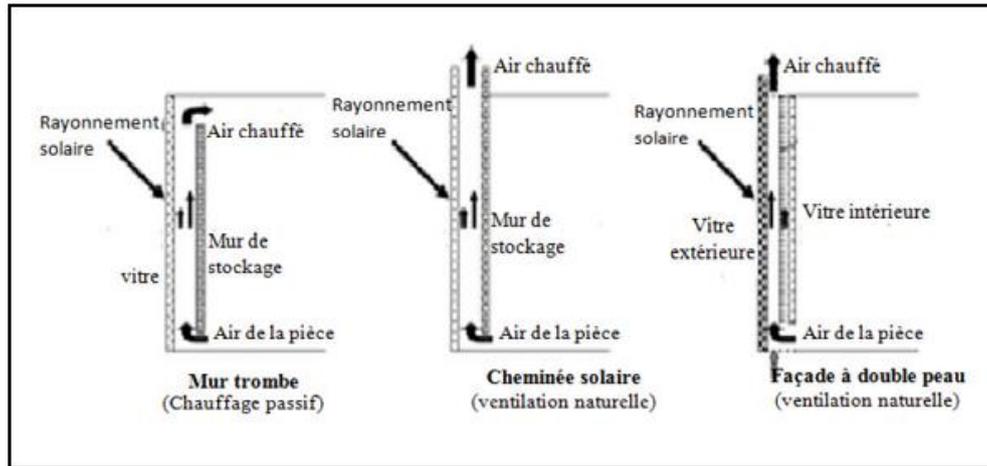


Figure I.11 : Représentation schématique de trois types de cavités pour le chauffage passif et la ventilation naturelle [20].

### C. Le mur trombe :

Le mur trombe consiste en un mur en maçonnerie lourde muni de deux orifices et disposé derrière un vitrage orienté vers le sud. Il stocke l'énergie solaire pour fournir le chauffage de la pièce en hiver ou facilite la ventilation de la pièce en été[fig. I.12].

Le mur Trombe-Félix, ou mur trombe, est basé sur le même phénomène physique que le mur capteur. Le rayonnement solaire vient chauffer une lame d'air présente entre un vitrage à faible émissivité et un mur à forte inertie thermique. Via un système de clapets situés en partie supérieure et inférieure du mur, une circulation d'air est possible entre l'intérieur de la pièce et la lame d'air chauffée. Il existe deux modes de fonctionnement :

- Lorsque le rayonnement est présent dans la journée, il est possible d'ouvrir les clapets afin de permettre une convection naturelle. L'air de la pièce, relativement plus froid, vient se réchauffer au contact du mur capteur, et ainsi créer un mouvement convectif qui va permettre le réchauffement de la pièce en contact avec le mur. Il y a donc circulation aéroulque entre la lame d'air et le volume adjacent ;
- En l'absence d'ensoleillement, on ferme les clapets, et la chaleur emmagasinée par le mur capteur est restituée par rayonnement à la pièce, créant ainsi une convection naturelle, mais cette fois-ci sans mouvement d'air.

Cette technique permet également d'éviter les surchauffes en été, grâce à la présence d'une ouverture, situé en partie supérieure du vitrage. En position ouverte, ce clapet permet

d'évacuer l'air chauffé produit dans la lame d'air. Ceci n'est possible que si les clapets du mur capteur, sont eux fermés.

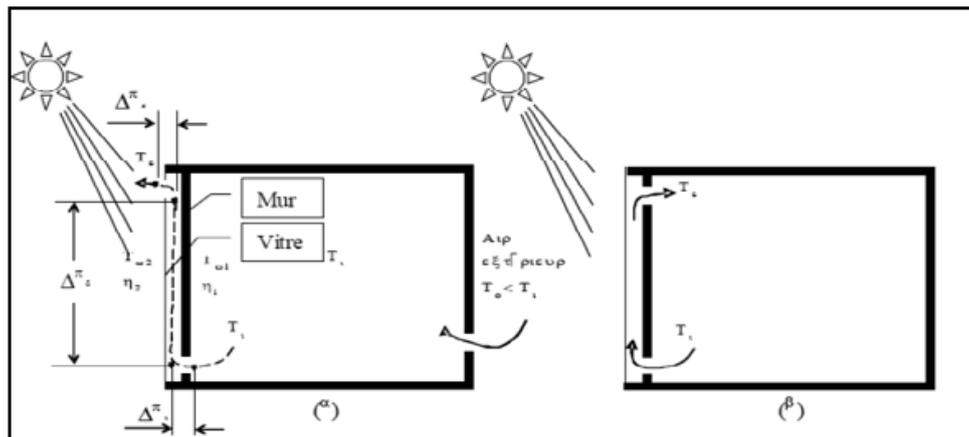


Figure I.12 : Mur Trombe utilisé pour : a)-la ventilation, b)- le chauffage

#### D. La façade à double peau :

Une façade à double paroi d'un bâtiment se compose d'une paroi intérieure et l'autre externe, elle fournit au bâtiment l'isolation thermique. Elle a une fonction de régulation thermique du bâtiment.

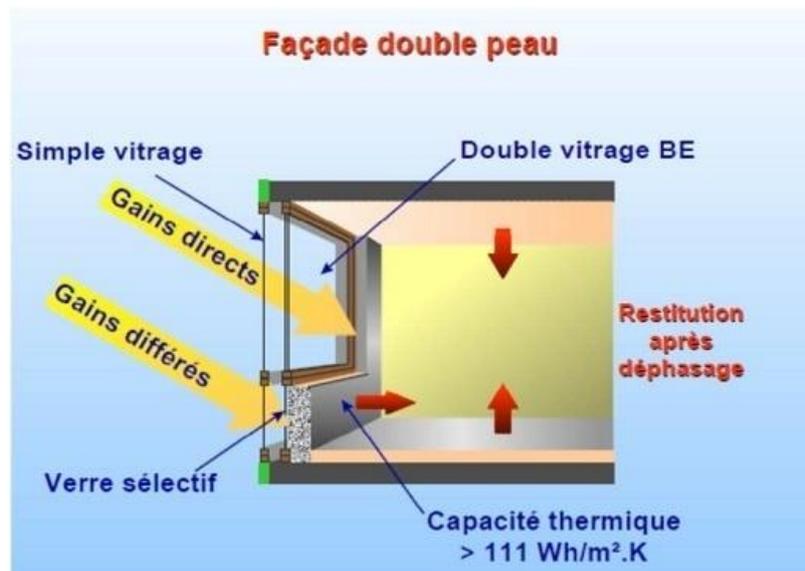


Figure I.13 : Façade double peau

La façade à double peau protège le bâtiment des contraintes météorologiques par rapport aux rayonnements directs du soleil. Elle évite les surchauffes d'été et limite le recours à la climatisation. En évitant l'action directe du vent, elle supprime l'effet de paroi froide en hiver,

qui produit l'inconfort d'intérieur. Elle permet aussi d'assurer une température et une humidité de l'air agréable.

**E. La cheminée solaire :**

La cheminée solaire utilise le soleil pour réchauffer ses parois internes. Les forces de poussée dues à la différence de température ainsi créée provoquent un écoulement ascendant le long des parois. L'épaisseur de la cheminée doit être proche de l'épaisseur de la couche limite développée pour éviter les recirculations d'air.

Une cheminée solaire peut être un des composants d'un bâtiment, dans lequel un ou plus de murs d'une cheminée sont transparents, le mur vitré permet le rayonnement solaire s'accumuler assez de chaleur pour induire l'effet de cheminée. L'énergie solaire réchauffe l'air à l'intérieur de la cheminée. En raison de la différence de température d'air, un gradient de densité entre l'intérieur et l'extérieur de la cheminée provoque un mouvement ascendant d'air. La figure I.14 présente un exemple d'utilisation de la cheminée solaire dans un système de ventilation naturelle dans les bâtiments de l'université de Kitakyushu en Japon.



**Figure I.14:** Exemple de cheminée solaire intégrée sur le bâtiment [21].

La cheminée solaire se présente ainsi comme un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace. Elle consiste en un dispositif de ventilation d'air composé de vitrage, de mur absorbeur et d'ouvertures par les parties, inférieure et supérieure, d'un canal qui constitue la cheminée. L'effet du rayonnement thermique sur le vitrage et l'absorbeur permet la génération du gradient thermique responsable du mouvement d'air dans la cheminée. La différence principale entre le système de ventilation par cheminée solaire 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.

#### **I.4.5. La cheminée solaire :**

##### **I.4.5.1. Effet de cheminée :**

L'effet de cheminée est la tendance du mouvement ascendant d'un fluide lors de son échauffement, en raison de la diminution de sa densité, résultant des différences de la température et d'humidité. On utilise ce phénomène thermique naturel pour évacuer la surchauffe de l'intérieur d'une construction en facilitant la sortie de l'air tiède ou chaud à travers des ouvrants en partie haute. Ce tirage thermique peut induire une dépression intérieure susceptible d'aspirer l'air plus frais de l'extérieur à travers des ouvrants en partie basse.

L'écoulement d'air est provoqué par la différence de masse volumique entre l'air intérieur (chaud) et l'air extérieur (froid). L'air chaud possède une masse volumique plus faible que l'air froid et tend à monter. L'air froid plus léger, tend à rester au sol. L'air chaud et humide s'élève vers les cheminées et est remplacé par de l'air froid. Les grandes surfaces des entrées de l'air assurent de faibles vitesses qui ne causent pas de stress aux occupants.

##### **I.4.5.2. Modes d'opérations d'une cheminée solaire :**

Trois modes opératoires de la cheminée solaire, qui sont appropriés à chaque saison [21] sont illustrés par la figure (I.15), où :

- Cas de chauffage : la cheminée solaire fonctionne en mode de chauffage passif. L'air extérieur entre dans la cheminée, et réchauffé par l'énergie solaire absorbée. L'entrée d'air chaud dans la salle contribue à la réduction de la charge thermique ;
- Cas de refroidissement avec la température d'extérieure est inférieure à la température d'air dans la pièce : la cheminée solaire peut fonctionner dans le mode de ventilation et le refroidissement passif. La fonction est identique à celle pour le refroidissement dans des régions froides ou de climats modérés, où les conditions extérieures en été ne sont pas dures ;
- Cas de refroidissement où la température d'extérieure est supérieure à la température d'intérieure : la cheminée solaire n'est pas employée pour augmenter la ventilation parce que l'introduction d'air extérieur non pré-refrigéré résulte une augmentation de la température à l'intérieur. Par conséquent, l'air entre dans la cheminée et s'échappe vers

l'extérieur par l'ouverture supérieur. Ce mode d'opération s'appelle l'isolation thermique, qui a un effet sur la diminution du gain de la chaleur dans la salle par la cheminée solaire.

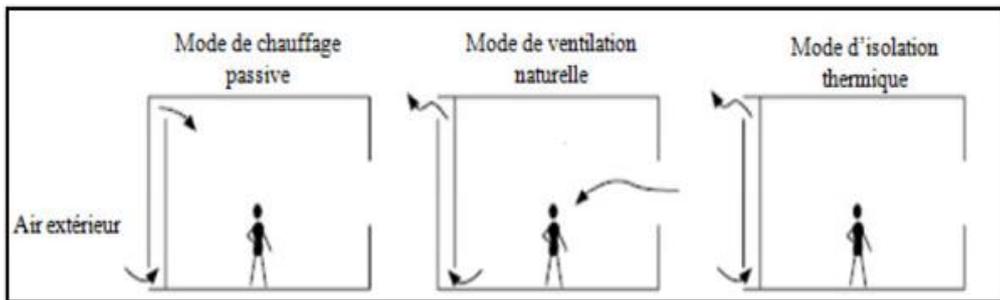


Figure I.15: Les trois modes de fonctionnement d'une cheminée solaire [22].

#### I.4.5.3. Types de cheminée solaire :

On peut distinguer deux types de cheminée :

##### A. Cheminée solaire verticale :

Ce type de cheminée est le plus rencontré, où l'entrée d'air se fait par l'ouverture au fond et la sortie par l'ouverture au-dessus. On dénote trois types de cheminées selon l'admission d'air (figure I.16). Le positionnement de l'ouverture d'admission représente trois manières possibles, d'intégrer la cheminée solaire dans un bâtiment pour la ventilation naturelle.

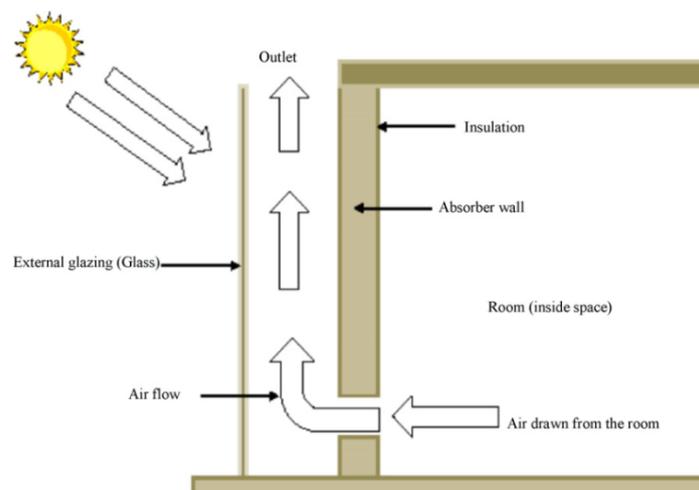


Figure I.16: Schéma d'une cheminée solaire verticale.

La cheminée verticale a l'avantage d'être intégrés facilement avec les façades de bâtiment. Même les fenêtres de petite taille orientées vers le sud peuvent également être employées comme des cheminées solaires. La plus grande limitation de cette disposition est celle en mois

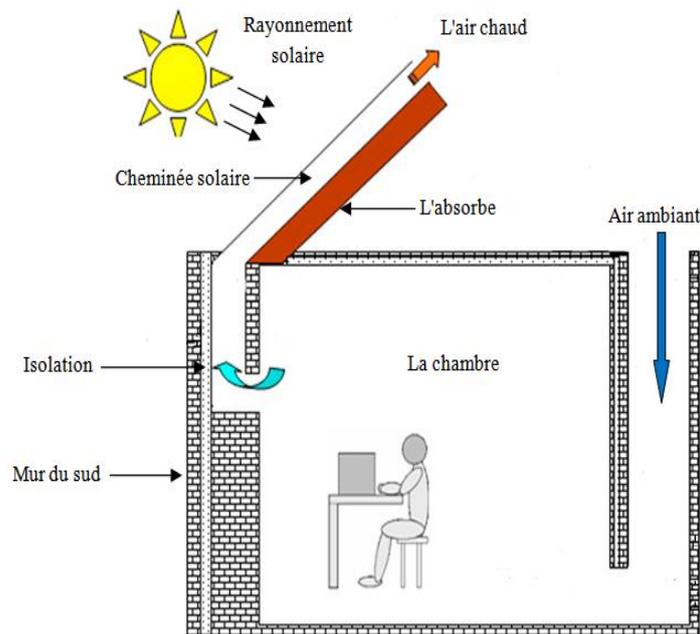
d'hiver, quand le soleil s'attaque vers le sud à la latitude relativement inférieure, pendant des jours d'été, le taux de ventilation réduit en raison d'une altitude du soleil beaucoup plus élevé.

La cheminée verticale peut être de forme cylindrique, ce type de cheminées solaires à un inconvénient qui réside dans la difficulté de construction. Par conséquent, un arrangement plus simple est d'utiliser une cheminée métallique noircie (semblable aux cheminées industrielles) [22].

### **B. Cheminée solaire inclinée :**

Conceptuellement, les cheminées solaires inclinées sont semblables aux cheminées solaires verticales (Fig I. 17). La seule différence est qu'elles sont intégrées d'une façon inclinée à un certain angle approprié, pour capturer le maximum de rayonnement solaire possible.

Le plus grand avantage des configurations inclinées qu'il fournit la ventilation suffisante à l'inclinaison de  $30^\circ$  à  $45^\circ$  pendant les mois d'été dans l'endroit géographique comme l'Inde, quand les cheminées verticales sont moins efficaces en capturant la quantité maximum de rayonnement solaire due à une altitude plus élevée du soleil [23].



**Figure I.17:** Schéma d'une cheminée solaire inclinée.

## **I.5. Caractéristiques climatiques de l'Algérie :**

### **I.5.1. Données géographiques :**

D'une superficie de 2.381.741 Km<sup>2</sup>, l'Algérie présente une diversité de zones climatiques qu'on peut classer en trois catégories :

- ✚ Le Tell : climat tempéré humide de type méditerranéen ;
- ✚ Les Hautes plaines : climat de type continental ;
- ✚ Le Sahara : climat aride et sec.

Elle est composée entre les latitudes 18° et 38° Nord, et entre 9° de longitude Ouest, et 12° de longitude Est, le méridien international 0° Greenwich passe près de la ville de Mostaganem. Les distances entre le nord et le sud, l'est et l'ouest varient de 1500 à 2000 Km [24].

### **I.5.2. Zones climatiques en Algérie :**

L'Algérie occupe un vaste étendu territorial, sa superficie dépasse les deux millions de Kilo mètre carré. Plus de 4/5 de sa superficie est désertique, d'où la large variété géographique et climatique allant du littoral au désert. La classification climatique en Algérie permet de distinguer quatre zones principales (voir figure I.18) :

- Zone A : Littoral marin ;
- Zone B : Arrière littoral montagne,
- Zone C : Hauts plateaux ;
- Zone D : Présaharien et saharien.

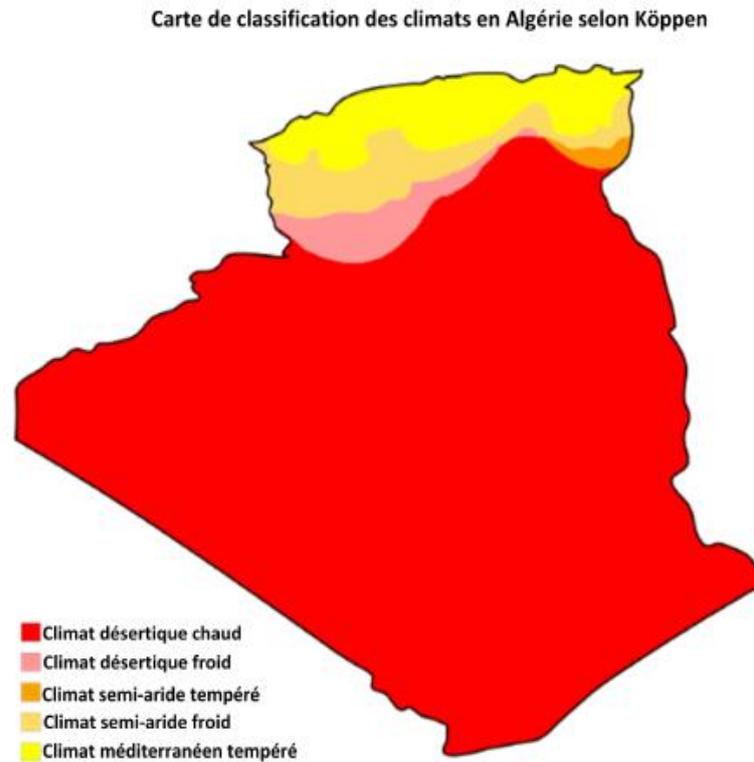
Le littoral marin jouit d'un climat particulièrement tempéré dû à l'action modératrice de la mer. Il est caractérisé par des hivers doux et pluvieux et des étés chauds et humides avec de faibles amplitudes.

Le climat de l'arrière littoral est montagneux. Il est plus froid en hiver, où l'altitude et l'éloignement de la mer entraînent une baisse de température et des amplitudes diurnes et annuelles. Les étés sont chauds et moins humides.

Le climat des hauts plateaux est relativement homogène, à tendance aride et très continentale. Ses hivers sont plutôt froids et longs qu'à la même altitude dans la zone A et B. Les températures sont très basses avec une fréquence de neige. Ses étés sont chauds et secs.

Le climat Présaharien ou saharien est caractérisé par l'intensité du rayonnement solaire et une faible humidité, ce qui a le caractère du climat aride. L'absence de nuages favorise une

forte amplitude de température. La période froide est plus courte avec des jours modérés et des nuits très froides. L'été est très chaud et les températures atteignent les 45°C à l'ombre avec les vents intenses de siroco [25].



**Figure I.18:** Classification du climat en Algérie [26].

*Chapitre II :*  
*Contexte Bibliographique*

# Chapitre II

## Contexte Bibliographique

### **Sommaire**

---

II.1. Introduction.....	46
II.2. Catégories de travaux antérieurs ..	47
II.2.1. Travaux basés sur des études numériques et analytiques.....	48
A. Les modèles normaux.....	48
B. Les modèles à échelle réduite.....	56
C. Environnement d'intérieur commandé.....	57
II.2.2. Travaux basés sur des études expérimentales.....	60
A. Environnement d'intérieur commandé.....	64
II.2.3. Travaux basés sur des études numériques, analytiques et expérimentales.....	65
A. Les modèles normaux.....	65
II.3. Conclusion .....	70

## **Chapitre II : Contexte Bibliographique**

### **II.1. Introduction :**

Les travaux sur les cheminées solaires sont de nature expérimentale, analytique et numérique. La plupart des méthodes analytiques sont fondées sur l'hypothèse simplifiée du cas laminaire avec distribution de température d'air le long de la cheminée solaire. Les méthodes de simulation numérique, basées sur les techniques CFD, sont employées pour prévoir le modèle d'écoulement aussi bien à l'intérieur de la cheminée que dans l'espace (la pièce) intégrant la cheminée solaire. Les modèles existants de CFD prévoient des profils de vitesse et de température avec d'autres caractéristiques d'écoulement, mais habituellement ne considèrent pas le stockage thermique d'énergie dans les murs [27].

La majeure partie des études sur les cheminées solaires visent principalement l'optimisation de la conception pour augmenter la ventilation, en prenant en compte différents paramètres de conception. Plusieurs paramètres rapportés dans la littérature sont relatifs à l'allongement de la cheminée, la taille de ventilation (la taille entre les ouvertures d'admission et de sortie), les surfaces d'ouverture, les caractéristiques thermiques des matériaux et l'angle d'inclinaison de la cheminée. Ces paramètres s'avèrent avoir l'effet le plus prédominant sur les performances de la ventilation.

Dans ce qui suit, on présentera une revue d'ensemble des recherches entreprises sur les cheminées solaires ayant eu lieu depuis les années 90. La revue se concentrera sur les secteurs principaux de recherches comprenant : l'effet de la géométrie, l'effet de l'angle d'inclinaison sur les performances de ventilation. Ces facteurs ont des impacts directs sur la température et les structures à l'intérieur de cheminée solaire, et jouent ainsi un rôle important en déterminant la performance thermique de la cheminée solaire.

Il convient de noter que d'autres paramètres tels que l'absorptivité des parois ont également un impact sur les performances thermiques de la cheminée solaire. L'absorptivité influence directement l'énergie du système. Un certain nombre d'études ont mis en relief l'effet de l'absorptivité sur les performances thermiques en termes d'efficacité du capteur solaire. En effet, Leon et Kumar [28] ont prouvé que l'absorptivité a un effet assez important sur l'efficacité comparativement à l'émissivité. Pillai et Agarwal [29] ont trouvé une loi linéaire entre l'efficacité du capteur solaire et l'absorbance de l'absorbeur pour une

absorptivité supérieure ou égale à 0.8. L'importance d'une absorptivité plus élevée de la surface de l'absorbeur pour l'efficacité du capteur solaire a été également étudiée par Liu et autres [30]. Cependant, toutes ces investigations se sont principalement concentrées sur les dessiccateurs solaires ou d'autres applications de chauffage solaire mais pas sur des applications de ventilation de bâtiment.

A notre connaissance, très peu d'investigations ont rapporté l'effet de l'absorptivité sur les performances thermiques de la cheminée solaire relative à la ventilation du bâtiment. Parmi les travaux liés aux applications de la ventilation du bâtiment, Lee and Strand [31] ont rapporté l'effet de l'absorptivité sur le perfectionnement de la ventilation. Ils ont prouvé que l'amélioration du débit d'air peut être jusqu'à 57% en augmentant l'absorption solaire du mur d'une cheminée solaire de 0.25 à 1.0. Cela est dû au fait que la température du mur absorbeur augmente de manière significative avec l'augmentation de l'absorption solaire. Leur résultat montre que l'absorption la plus élevée devrait être employée pour le mur afin de maximiser la ventilation.

Pavlou et autres [32] ont mentionné que la surface du collecteur devrait avoir l'absorption la plus élevée possible par rapport à l'émissivité afin d'avoir un effet positif sur l'efficacité d'une cheminée solaire. Ils ont rapporté que l'impact de l'absorptivité de la surface externe (vitrage) sur le taux de ventilation était presque négligeable étant donné que seulement un nombre très limité d'investigations ont considéré directement l'effet de l'absorptivité sur la performance thermique de la cheminée solaire.

### **II.2. Catégories de travaux antérieures :**

Un nombre significatif de travaux de recherches a été effectué sur les cheminées solaires depuis les années 90. Ce chapitre présente une vue d'ensemble de l'état de l'art sur les cheminées solaires qui a eu lieu principalement durant les deux dernières décennies. Ces études ont considérablement contribué à la compréhension des systèmes basés sur les cheminées solaires et peuvent être classifiées en trois catégories :

- (1)- Etudes numériques et analytiques ;
- (2)- Etudes expérimentales ;
- (3)- Etudes numériques, analytiques et expérimentales.

### **II.2.1. Travaux basés sur des études numériques et analytiques**

#### **A. Les modèles normaux**

Les travaux pilotes sur la cheminée solaire ont été menés par Bansal et al. [3]. Les auteurs ont développé un procédé pour augmenter la ventilation d'une pièce à l'aide d'une cheminée solaire basée sur un modèle mathématique d'état d'équilibre. Des analyses de performance ont été faites, la surface du collecteur est  $2.25 \text{ m}^2$  avec une longueur de conduit de 15 cm pour différentes valeurs du rayonnement solaire. Les résultats ont prouvé que le taux de ventilation induit par la circulation d'air de (140 à  $330 \text{ m}^3/\text{h}$ ) peut être réalisé aux différentes températures ambiantes pour un rayonnement solaire s'étendant de (200 à  $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ ).

Des années plus tard, Bansal et al. [33] ont présenté une configuration semblable de cheminée solaire pour étudier un système de ventilation de tour de vent basé sur la cheminée solaire, où des cheminées solaires ont été installées à l'extrémité de sortie de la salle et l'effet de pile dans la tour de vent ont été négligés. Leurs résultats ont prouvé que la tour de vent avec cheminée solaire pourrait créer un débit d'air jusqu'à  $1.4 \text{ kg/s}$  pour une intensité solaire de  $700 \text{ W}/\text{m}^2$ . Ils ont également montré que pour une vitesse de vent de  $1.0 \text{ m/s}$ , un taux de renouvellement d'air par heure (ACH) de (35 à 73) pourrait être réalisé avec des débits massiques de (0.75 à  $1.3 \text{ kg/s}$ ). Il est important de mentionner que tous les deux étudies ont impliqué la géométrie de collecteur inclinée qui a été fixée sous un angle de  $30^\circ$  avec le plan horizontal et n'a pas été considéré comme variable.

Récemment, la ventilation de tour de solaire-vent a été étudiée numériquement par Nouanégué et al. [34]. Les auteurs ont considéré le cas de la ventilation mélangée: convection forcée dans un système de tour résultant de la pression négative créée à la sortie de la tour par l'effet venturi et la convection libre due à l'effet de flottabilité. Le nombre de Nusselt et le taux de débit sans dimensions ont été calculés en fonction de la conductivité sans dimensions du milieu plein, du nombre de Rayleigh, du nombre de Reynolds (ou de Richardson) et des paramètres géométriques tels que l'allongement, la taille de sortie et l'épaisseur de paroi gauches. Les résultats ont prouvé que l'épaisseur de paroi a peu d'influence sur les performances de ventilation que les autres paramètres.

Miyazaki et al. [35] ont étudié numériquement les performances thermiques de la cheminée solaire pour une salle de bureau de surface  $36 \text{ m}^2$  en utilisant une simulation numérique par CFD en considérant le changement thermique de la charge. La validité du

modèle CFD a été examinée en comparant les résultats numériques aux données expérimentales de Bouchair (1994) pour le cas d'une température de mur uniforme pour différentes largeurs d'espace d'air (0.2, 0.3 et 0.5 m). Les résultats obtenus pour la largeur d'espace d'air de (0.3 m) ont montré un bon accord avec les données expérimentales. Notons que pour la conception considérée de cheminée solaire, la largeur d'espace d'air de (0.3 m) pourrait donner le maximum de taux de ventilation avec un coût de matériel relativement bas. Les auteurs ont également prouvé que l'utilisation de la cheminée solaire pourrait réduire la consommation d'énergie annuelle d'environ 50% tandis que l'utilisation de cheminée solaire pourrait augmenter la charge de refroidissement de 12%, la charge thermique pourrait être réduite de 20% sous le climat japonais. Ceci démontre le potentiel de la cheminée solaire dans la réduction de la charge thermique comme un dispositif de chauffage passif, qui cependant, contredit la compréhension générale au sujet de la cheminée solaire.

La ventilation nocturne est d'un intérêt principal pour les climats méditerranéens qui peuvent être réalisés par la cheminée solaire incorporée avec l'inertie thermique appropriée. Un modèle mathématique a été proposé et résolu pour une telle cheminée solaire par M. Herrero et H. Celemin[36]. Un mur de 2m de hauteur en béton renforcé a été considéré en tant que système de stockage thermique, ayant une épaisseur de 24 cm où sa surface intérieure est noire. La largeur d'espace d'air considérée était 14.5cm et l'épaisseur de verre était de 0.5 millimètre. Les sections d'admission et de sortie étaient de 0.025 m<sup>2</sup>. Les simulations effectuées ont montré que la ventilation nocturne se produit même sans rayonnement solaire. Ce résultat a été attribué au fait que le mur en béton atteint sa température maximale 2 heures plus tard que la température ambiante.

L'importance du stockage thermique a été également confirmée par Afonso et Oliveira [37]. Les auteurs ont montré que l'efficacité solaire sera réduite à plus de 60% si l'isolation n'est pas fournie sur l'extérieur du mur de brique d'une cheminée solaire. L'épaisseur optimum de stockage pour la cheminée solaire dépend du modèle d'utilisation de bâtiment. Une petite épaisseur a été suggérée pour la ventilation de journée, tandis qu'une plus grande épaisseur a été suggérée pour la ventilation de nuit. Une épaisseur d'isolation de 5 centimètres a été considérée comme l'optimum. La possibilité d'utiliser la cheminée solaire pour la ventilation nocturne en été des pays méditerranéens a été également confirmée par Koronakis[38].

Tandis qu'Afonso et Oliveira [37] continuèrent à étudier l'effet de l'isolation externe, Miyazaki et al. [35] ont étudié l'effet de l'isolation interne sur le mur d'une cheminée solaire. Ils ont rapporté que bien que l'isolation dans le mur intérieur d'une cheminée solaire augmente le débit massique, des diminutions de charge thermique dues à l'augmentation de la résistance thermique ont été notées.

L'influence de la taille et la largeur d'ouverture d'admission de la cheminée sur la ventilation de l'espace a été étudiée analytiquement et numériquement par Bassiouny et Koura [39]. Ils ont utilisé un modèle d'écoulement à l'intérieur d'une salle comme dans la cheminée afin d'optimiser les paramètres de conception. Les modèles utilisés sont pratiquement similaires à ceux utilisés par les premiers chercheurs tels que Bansal et al. [3], Ong et chow [40] et Mathur et al. [41]. Il a été observé qu'une augmentation de trois fois la taille d'admission a eu comme conséquence un ACH accru près de 11%, tandis qu'une augmentation de la largeur par un facteur de 3 fois avec la taille d'admission a eu comme conséquence un ACH accru d'environ 25%. Ils ont conclu que la largeur de cheminée a un effet significatif sur l'ACH que la taille d'admission. L'étude numérique a montré une séparation d'écoulement près du bord d'entrée de la cheminée et ont suggéré que la cheminée avec chamfreinage pourrait augmenter le débit tout en réduisant la séparation de l'écoulement.

Bassiouny et Koura [39] ont proposé une corrélation pour la température moyenne de l'amortisseur et la vitesse moyenne de sortie d'air avec l'intensité solaire. Ils ont suggéré que la température maximale de l'absorbeur pourrait augmenter par un facteur de 2.25 quand l'intensité solaire augmenté d'un facteur 5.

Aboulnaga et Abdrabboh [42] ont présenté une étude sur une cheminée solaire combinée à un mur-toit pour améliorer le temps de ventilation des bâtiments pendant la nuit. Ils ont noté qu'un seul toit de cheminée solaire peut induire un débit d'air de  $0.81 \text{ m}^3/\text{s}$  quand le rayonnement solaire incident moyen est de  $850 \text{ W}/\text{m}^2$ . La vitesse maximale d'air induit est  $1.1 \text{ m}/\text{s}$  quand les parois de cheminée sont inclinées de  $25^\circ$  avec une distance de  $0.25 \text{ m}$ . Le but de l'étude est relatif à la prévision du débit d'air induit par la combinaison d'effets de parois et à la détermination de la grandeur optimale du mur. La longueur du mur de la cheminée utilisé varie de  $1.95$  à  $3.45 \text{ m}$ . Des tests ont été faits pour déterminer la longueur optimale par rapport à l'admission de la cheminée. Les résultats ont montré que le débit d'air est trois fois plus avantageux qu'un seul toit de cheminée solaire ( $0.81$  à  $2.3 \text{ m}^3/\text{s}$ ). Le débit d'air maximum de  $2.3 \text{ m}^3/\text{s}$  se produit pour une longueur de mur égale à  $3.45 \text{ m}$ . Les auteurs ont utilisé le

logiciel, Psychrométrie d'action (Sunshine Technology, USA, 1995) pour prévoir la charge moyenne de refroidissement correspondant au ACH induit. Le paramètre ACH allant jusqu'à la valeur 26 (1/h) peut être réalisé pour un volume de 321 m<sup>3</sup>. Un tel ACH peut être utilisé pour améliorer la ventilation de nuit et pour réduire la température d'air à l'intérieur des bâtiments en échange avec des grandes variations extérieures journalières de la température.

Le concept du mur solaire métallique (MSW) a été utilisé par Hirunlabh et al.[43] sur un modèle complet pour une chambre de maison pour une personne dans des conditions climatiques tropicales en Thaïlande. Les auteurs ont montré qu'un MSW avec une taille de 2m et un espace d'air de 0.145m peut produire un débit massique jusqu'à 0.02 kg/s pour une maison avec une surface de 11.55 m<sup>2</sup> et une taille de 2.68m. Une telle construction à prix réduit de cheminée solaire peut réduire de manière significative le gain de chaleur dans la maison en créant un débit proportionné pour améliorer le confort thermique.

Le travail de X. Jianliu[44] est une représentation d'une cheminée solaire intégrée dans un bâtiment. Un programme de calcul a été développé pour déterminer l'impact de l'énergie thermique de la cheminée. Les concepts de base, les hypothèses et les algorithmes ont été mis en application pour prévoir la représentation d'une cheminée solaire. Les résultats ont prouvé que le taux de ventilation augmente avec l'augmentation du rapport de taille de l'absorbeur et de l'espace entre le vitrage et l'absorbeur.

Rabani et al. [45] ont étudié la ventilation passive d'une salle par l'utilisation d'un système de pulvérisation d'eau dans l'admission de la chambre et d'une cheminée solaire à Yazd en Iran où les conduits sont simulés numériquement. Le système a été étudié pour le jour le plus chaud de l'année (5 août) qui dépend de la variation de certains paramètres tels que le débit volumique d'eau, le flux de chaleur solaire et la température de l'air d'admission. Afin d'obtenir la meilleure représentation du système pour le maximum de changement d'air en absorbant également le plus haut flux de chaleur solaire par la cheminée dans l'heure la plus chaude du jour, différentes directions (ouest, est, nord et le sud) ont été étudiées et la direction occidentale a été sélectionnée comme meilleure direction. Les résultats prouvent que ce système proposé diminue la température de l'air au milieu de la salle de 9-14 °C avec augmentation de l'humidité de la pièce d'environ 28- 45 %.

Mohammad [46] présente un modèle pour l'analyse des cheminées solaires. Les équations non linéaires du bilan énergétique discrétisées ont été résolues pour de nombreux intervalles de temps sur des périodes de 24 heures en utilisant la méthode de Newton-Raphson.

L'irradiation solaire qui est dépendante du temps est déterminée en utilisant le modèle de ciel clair. Les représentations du modèle pour différents paramètres de cheminée solaire qui affectent la masse thermique du milieu absorbant ont été examinées. Il était démontré qu'une cheminée solaire avec une masse thermique relativement grande produit un bon débit d'air dans la nuit et au début de la matinée où aucune irradiance solaire n'est présente. Les résultats du modèle actuel pour une cheminée solaire avec aucun stockage thermique concordent bien avec les données précédemment éditées.

Haghighi[47] a étudié la capacité de la cheminée solaire isolée de courant ascendant pour la ventilation en quelques jours d'hiver. Dans leur analyse, la convection naturelle et le rayonnement ont été étudiés numériquement à 2D pour une salle en contact avec un air ambiant externe froid. L'influence de différents paramètres a été étudiée telle que la profondeur d'entrée de la cheminée solaire, la taille des ouvertures, la température de l'air extérieure et le rayonnement solaire pour déterminer les conditions opératoires appropriées relatives aux critères de confort thermique. Les résultats prouvent que le système est capable de fournir au bon état d'air à l'intérieur des bâtiments à la journée dans une chambre, même pour une intensité solaire pauvre de  $215\text{W/m}^2$  et une basse température ambiante de  $5\text{ }^\circ\text{C}$ .

Jing Liet al. [48] ont présenté une étude sur des salles de classe utilisant la ventilation hybride avec une cheminée solaire. La simulation et l'analyse de la cheminée solaire montre l'effet de l'intensité de rayonnement solaire sur la température et la vitesse de l'air à l'intérieur des bâtiments. Combiné avec l'analyse de la simulation numérique, ils notent que la quantité de ventilation augmente avec l'augmentation du rayonnement solaire et la variation de la température moyenne. L'étude et la recherche sur la cheminée solaire peuvent fournir les preuves théoriques sur l'effet de la ventilation des salles de classe.

La conception appropriée d'une cheminée solaire exige un modèle fiable pour estimer le débit d'air produit par l'irradiation solaire. Les modèles analytiques existants ignorent les variations de densité pour le canal entier ou à travers l'espace du canal. He et al. [49] présentèrent un modèle analytique basé sur des bilans énergétiques, la théorie de frontière thermique et les variations de densité des directions horizontales et verticales. Le modèle exprimé implicitement en fonction du flux thermique est résolu par une méthode itérative simple. La représentation du modèle a été vérifiée à l'aide des données expérimentales

dans la littérature. Les résultats prouvent que le modèle a surpassé les modèles analytiques existants en identifiant les défis dans la mesure de flux d'air.

Asadiet et al. [50] ont étudié la conception d'une cheminée solaire dans les bâtiments en considérant qu'une des méthodes passives de ventilation augmente la ventilation pour les espaces adjacents par l'énergie renouvelable du soleil en appliquant le phénomène d'effet de cheminée dans un canal d'air. La disposition de la cheminée solaire dans différentes parties du bâtiment affecte le taux de ventilation et la représentation de la cheminée solaire dus à son effet sur le débit d'air. Cette recherche examine la représentation de la cheminée solaire basée sur sa disposition dans la partie du sud, sud-ouest et du sud-est du bâtiment. La représentation de la cheminée solaire est comparée au centre du plan et de la façade sud reliant le mur. Pour atteindre ces objectifs, un logiciel (Energie Plus) a été employé pour simuler la représentation de la cheminée solaire reliée à un immeuble de bureaux typique situé à Ispahan (Iran). Les résultats ont été présentés en termes de deux paramètres comprenant la disposition de bâtiment et les matériaux des murs et du vitrage. Les résultats montrent que la localisation de la cheminée solaire dans la partie du sud-est du bâtiment fournit le taux de ventilation maximum dû au rayonnement maximum et au mur absorbant bilatéral. Il a été également constaté que chaque cheminée solaire fournit le taux de ventilation nécessaire pour les espaces attachés à elle.

Hosien [51] a analysé les performances de la cheminée solaire employée pour la ventilation normale d'une chambre fermée afin d'économiser de l'énergie. Pour réaliser cet objectif, un modèle mathématique a été développé pour simuler les performances de la cheminée solaire. Des paramètres géométriques et opérationnels ont été considérés. Ces paramètres incluent : l'incidence solaire, la vitesse du vent, la température ambiante et les dimensions (la taille de l'espace et la largeur) de la cheminée solaire. Un programme informatique a été développé pour résoudre les équations gouvernantes de bien de conservation simultanément. Les résultats ont été comparés aux données expérimentales disponibles. Une bonne concordance a été observée entre les résultats actuels et les données éditées. Les résultats ont prouvé que le taux de changement d'air par heure (ACH) est sensiblement dépendant de la vitesse de vent aussi bien que des dimensions de la cheminée (taille de l'espace et largeur). La taille de la cheminée et la vitesse de vent influencent en bonne partie le débit d'air. Les résultats ont prouvé que le taux de changement d'air par heure (ACH) tout au long de l'année était plus que les normes désirées de ventilation dans l'espace de clôture. L'utilisation d'autres matériaux autre que le verre pour construire la couverture extérieure de la cheminée a permis

d'avoir un débit plus élevé que les normes relatives au renouvellement d'air par heure (ACH). De plus, la réduction en coût de construction et la sûreté sont réalisées.

Hosseini et al.[52] ont étudié numériquement les performances d'une cheminée solaire comme réchauffeur solaire d'air de convection normale avec des ailerons rectangulaires longitudinaux. Le transfert thermique et l'écoulement turbulent dans un domaine tridimensionnel ont été étudiés dans la condition d'état d'équilibre et la méthode des volumes finis a été employée pour la discrétisation des équations. Les résultats numériques ont été validés sur la base de résultats expérimentaux existants dans la littérature où une bonne concordance a été réalisée. Les effets des ailerons rectangulaires sur la température de l'air et le débit massique sont discutés et les résultats sont comparés à celui d'un absorbeur plat. La température ambiante, les paramètres solaires d'intensité du rayonnement, la géométrie du canal et des ailerons rectangulaires tels que la profondeur du canal et la largeur des ailerons ont été analysés. Des dimensions appropriées du canal sont suggérées pour une meilleure conception de la cheminée solaire. Les auteurs ont conclu que l'utilisation d'ailerons discontinus avec des lacunes appropriées d'interruption peut augmenter la performance de la cheminée solaire en comparaison des ailerons continus.

L'étude d'Abdeen Saleem[53] s'est concentrée sur la réalisation d'un taux de ventilation naturelle optimum par cheminée solaire dans une chambre pour une personne dans un contexte climatique chaud. Spécifiquement, le modèle mathématique est développé sur la base d'un bilan énergétique global sur la cheminée solaire. Le modèle examine un large éventail de paramètres de la géométrie sous de vraies données de temps pour déterminer la solution optimale de conception pour cette cheminée solaire. En outre, le modèle prévoit les différentes températures, la vitesse d'écoulement aussi bien que d'air sortant de la cheminée. Les résultats analytiques ont montré un débit d'air optimum de 0,019 à 0,033 m<sup>3</sup>/sa été réalisé par 88,2% pendant la journée où les dimensions de la cheminée solaire proposée sont : l'angle d'inclinaison de 45°, la longueur de 1,4 m, la largeur de 0,6 m et l'encoche d'air de 0,20 m. Des simulations sur (CFD) ont été faites pour prévoir la configuration d'écoulement. Le modèle de turbulence k-ε a été appliqué pour résoudre les équations de la masse et de l'énergie dans la cheminée solaire.

Li et al.[54] ont établi un modèle numérique qu'ils l'ont validé dans le but d'étudier les effets de divers paramètres sur les performances thermiques d'une cheminée solaire intégrée avec un matériau de changement de phase (PCM) en termes de temps de congélation de fonte,

le débit d'air et la différence de température de l'air entre l'admission et la sortie. Les résultats numériques ont prouvé que la température de changement de phase du PCM affecte considérablement la performance thermique de la cheminée solaire. Le PCM ayant une différence plus large de la température de changement de phase atteint la fonte complète plus tôt. La différence de température moyenne de l'air et le débit massique augmentent de 0.033 à 0.038 kg/s et de 1.5 à 2 °C, quand la conductivité thermique du PCM est augmentée de 0.2 à 0.6 W/m °C.

Zhua et Chenb[55] ont proposé un modèle mathématique simple d'une maison solaire passive. Le modèle physique est une maison intégrée avec un mur solaire. Les équations de transfert de chaleur ont été utilisées pour déterminer les températures de surfaces et de l'air à l'aide d'un réseau de résistances thermiques. Les équations ont été résolues dans Matlab. Une corrélation satisfaisante a été obtenue avec les données expérimentales.

Baxevanoua[56] a développé un modèle CFD pour l'analyse de la ventilation naturelle dans un bâtiment de deux magasins avec une cheminée solaire. Les équations de transport (masse, quantité de mouvement, énergie en turbulence) et l'intensité du rayonnement solaire) ont été résolues numériquement. La turbulence est simulée par le modèle  $k-\omega$  de deux équations tandis que pour le rayonnement incident a employé le modèle d'ordonnées discret. Le modèle reflète efficacement les effets de flottabilité à l'intérieur du bâtiment, par la variation de densité provoquée par l'augmentation de la température. La modélisation de rayonnement prend en considération les propriétés thermiques spectrales et optiques des matériaux. Le modèle numérique développé a été validé avec les données issus de la littérature. Trois modifications de la géométrie 2D ont été examinées afin d'exploiter la conception de fonctionnalité d'une cheminée solaire. La meilleure représentation a été réalisée avec une conception qui a des ouvertures simples reliant la cheminée solaire et les salles aérées, alors que le taux de ventilation était comparé aux modèles analytiques. Les résultats des simulations 2D peuvent être employés sans risque comme indication au sujet de la représentation qualitative de cheminée solaire tandis qu'ils sous estimaient le débit massique en comparaison des approches 3D équivalentes. La cheminée solaire fonctionne mieux au matin et après-midi, alors que la plus mauvaise opération est observée à midi du mois juin, car elle concerne la ventilation du bâtiment entier.

### **B. Modèles à échelle réduite**

L'effet de l'allongement sur la ventilation a été étudié par Mathur et autres [57] avec neuf combinaisons différentes de la taille de l'absorbeur et de la largeur de l'espace d'air pour une cheminée solaire de petite taille. Les auteurs ont montré que le taux de ventilation augmente avec l'augmentation de l'allongement. Cependant, la valeur la plus appropriée pour l'allongement n'a pas été rapportée. Néanmoins, une ventilation maximum de 5.6 ACH dans une chambre de  $27\text{m}^3$  a été rapportée à l'intensité solaire  $700\text{W}/\text{m}^2$  sur une surface verticale pour un allongement de 2.83 pour 1m pour des différentes tailles d'absorbeur s'étendant de 0.7m à 0.9m

Dans une étude récente, Lee et Strand [31] ont employé le logiciel thermique Energy Plus pour effectuer l'étude paramétrique des performances d'une cheminée solaire dans trois différentes conditions climatiques. Un nouveau modèle de cheminée thermique a été mis en application aux modules existants de (Energy Plus). Ils ont étudié l'effet de la taille de cheminée, la largeur d'espace d'air et d'autres paramètres comprenant l'absorption du mur et la transmission solaire de couverture en verre sur les performances thermiques. Leurs résultats ont prouvé que le paramètre influant sur les performances de la ventilation en termes de flux massique était la largeur d'espace d'air. Cependant, Bassiouny et Koura [39] ont identifié la largeur de la cheminée comme un paramètre significatif sur les performances de la ventilation en termes d'ACH dans une étude antérieure.

Les simulations numériques sur les cheminées solaires basées sur les outils de calcul de dynamique des fluides (CFD) ont été très utilisées ces dernières années. L'emploi de ces techniques CFD donne des informations détaillées sur les écoulements, les distributions de température et la variation de pression spatio-temporelles. Plusieurs codes de calcul commerciaux de CFD sont disponibles pour résoudre les équations tridimensionnelles de Navier-Stokes. Zamora et Kaiser [58] ont étudié l'écoulement laminaire et turbulent induit par la convection normale dans des canaux avec la configuration de cheminée solaire pour des différents nombre de Rayleigh. Ont été étudié l'effet de la largeur d'espace d'air sur le comportement thermique et dynamique de l'écoulement induit. Les auteurs ont proposé une corrélation pour l'allongement optimum pour les différents nombres de Rayleigh qu'est dans la gamme de  $10^5$  à  $10^{12}$  afin de maximiser le nombre de Nusselt moyenne ( $Nu_L$ ) pour des conditions de chauffage isotherme. La corrélation montre que l'allongement optimum diminue avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ils ont également discuté la différence entre l'optimisation de la performance thermique et dynamique.

Y. Lei et al. [59] ont proposé une cheminée solaire de toit équipée de plan perforé pour améliorer la ventilation des bâtiments. La cheminée solaire se compose d'un panneau vitré, d'un espace, d'un plan d'absorbeur perforé, et d'un mur. Des simulations numériques tridimensionnelles ont été conduites pour étudier le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans la cheminée solaire du toit pour des largeurs et à des angles d'inclination d'espace différentes. Le débit massique, le profil de vitesse, et la distribution de la température dans la cheminée solaire de toit ont été présentés. Des comparaisons de la représentation de ventilation entre la configuration optimisée et la cheminée solaire de toit tridimensionnelle ont été effectuées. Le plat d'absorbeur perforé, qui a divisé la cheminée solaire de toit en deux voies et chauffe l'air dans l'espace, augmentent la pression et la différence de température entre l'air ambiant et l'intérieur pour augmenter la ventilation naturelle. Le débit massique de la cheminée solaire optimisée proposée est plus haut que celui de la cheminée solaire de toit traditionnel.

### **C. Environnement d'intérieur commandé**

Bassiouny et Koura[60] ont étudié analytiquement et numériquement l'effet de l'angle d'inclination d'une cheminée sur le tau de renouvellement d'air par heure, ACH et le modèle d'écoulement intérieur. Un modèle mathématique a été développé et résolu en Fortran en utilisant la méthode de Gauss-Seidel. Le modèle est basé sur le bilan énergétique pour la cheminée solaire. La simulation numérique a été effectuée en utilisant le logiciel ANSYS et les résultats ont été comparés aux résultats précédemment édités dans la littérature. Quatre angles d'inclination ont été considérés s'étendant de 15° à 75°. Le débit d'air optimum a été réalisé pour un angle d'inclination entre 45° et 70° et pour une latitude de 28.4°. Ils ont également mis en évidence la dépendance de la vitesse de sortie d'air à l'angle d'inclination et ont souligné que pour une inclinaison moins de 20°, la largeur d'espace d'air de cheminée a un effet mineur sur la vitesse de sortie d'air.

Maerefat et Haghghi[61] dans leur étude, ont proposé une technique de basse consommation d'énergie pour augmenter le refroidissement passif et la ventilation naturelle dans une maison solaire. Ils ont utilisé un système se composant d'une cheminée solaire et un système de refroidissement par changement de phase (évaporation). Les auteurs ont étudié les besoins thermiques et les effets des paramètres géométriques principaux sur les performances du système aussi bien, que sa dépendance des paramètres extérieurs afin de déterminer les

conditions effectives pour une efficacité appropriée du confort thermique. Pour déterminer les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse du système, un modèle mathématique basé sur les équations de conservation de masse et d'énergie a été développé et résolu par une méthode itérative. Les résultats ont montré que le système est capable de fournir le bon état d'air à l'intérieur, pendant la journée, même avec une intensité solaire faible. Les résultats obtenus ont montré que lorsque l'humidité relative est inférieure à 50%, le système peut assurer un bon conditionnement d'air conditionné d'intérieur même à 40 °C. Les auteurs ont noté que le système proposé pourra être appliqué avec succès dans les zones à climat aride et chaud pour assurer le confort thermique à l'intérieur des habitations.

Maerefat et Haghghi[23] ont utilisé le refroidissement passif pour l'évacuation du flux de chaleur de l'intérieur d'un bâtiment dans les saisons chaudes. Les auteurs ont utilisé une cheminée solaire combinée à un échangeur avec ventilation souterraine. Les analyses théoriques ont été conduites afin d'étudier le refroidissement et la ventilation d'une maison par cheminée solaire combinée à un canal d'air souterrain. Les résultats issus de l'étude ont montré que la cheminée solaire peut être parfaitement utilisée pour actionner le système de refroidissement souterrain pendant la journée, sans aucun besoin en électricité. Le système, avec une conception appropriée, pourra également assurer un confort thermique adéquat à l'intérieur des habitations pendant un grand nombre d'heures en d'été.

Harris et Helwig[6] ont analysé la conception d'une cheminée solaire pour la ventilation dans un bâtiment. Des codes CFD ont été employés pour évaluer l'impact de l'angle d'inclination, du double vitrage et des émissivités du vitrage sur le taux de ventilation induit.

Les auteurs ont noté que pour le cas de leur cheminée, un angle d'inclination de 67.5° par rapport à l'horizontal était l'optimum pour l'endroit choisi, donnant ainsi une efficacité de 11% de plus comparativement à une cheminée verticale, et une augmentation de rendement de 10%.

Les chambres en Egypte ont souvent été conçues, en conséquence. Les nouvelles maisons ont souvent un climat d'intérieur pauvre, qui affecte le confort et la santé des humains. Dans les climats chauds et arides, le système de refroidissement passif utilise des procédures passives pour maintenir la température d'intérieur appropriée. Ces conditions encouragent un tel concept à augmenter la ventilation naturelle avec le refroidissement par évaporation et à économiser l'énergie dans la nouvelle ville d'Assiut. Abdallah et Hiroshi [62] ont étudié numériquement l'effet des paramètres de cheminée solaire et les paramètres de tour de vent

comme une deuxième phase du nouveau modèle intégré. Toutes les équations de système mathématiques détaillées sont présentées dans la phase une. Une simulation numérique est mise en application par programmation en utilisant une méthode itérative. Les études paramétriques du système intégré dans la phase deux a pour but de réaliser la plus haute performance avec la nouvelle petite conception compacte particulièrement pour les jours les plus chauds pendant la saison d'été. La température et le débit massique d'air sont prévus itérativement en prenant en considération la zone faite par la chute de pression dans le composant de refroidisseur évaporatif. Les résultats prouvent que le système réalise presque près de la gamme acceptable de confort de 80 % selon le confort adaptatif.

Sudprasert et al. [63] ont étudié numériquement l'effet de l'air humide sur la représentation d'une cheminée solaire verticale. Des modèles numériques ont été construits pour simuler le transfert de chaleur et le débit d'air avec une hygrométrie de 30 à 80% dans la cheminée solaire. Les résultats de calcul sur la distribution de vitesse et de température dans la cheminée solaire de l'air sec ont été comparés aux résultats à air humide. Comparé à une cheminée solaire à l'air sec, le rendement de circulation d'air aérée était 15.4-26.2% moins et la température de l'air globale était plus haute pour une cheminée solaire avec de l'air humide. Pour maximiser la ventilation et réduire l'écoulement arrière de l'ouverture, un allongement de 14:1 et une taille limitée d'ouverture sont recommandés pour les cheminées solaires avec de l'air humide.

Jafari et Haghighi [64] ont proposé un nouveau système solaire pour le refroidissement passif des bâtiments. Le système se compose de conduit de réfrigérateur d'adsorption solaire, de cheminée solaire et de canal de refroidissement. Le système est simulé théoriquement et la température ambiante, l'hygrométrie et le changement d'air par heure (ACH) sont évalués. En outre, ils ont étudié les effets de différents paramètres comprenant les conditions ambiantes, les dimensions de la cheminée solaire et du canal de refroidissement sur les différentes températures et l'ACH. Les résultats obtenus prouvent que le système peut fournir ACH exigé et maintenir dans la température de porte dans les limites de confort thermique dans les climats humides. De plus l'ACH reste presque constant pendant le temps de l'exploitation du système à chaque demande de refroidissement. Les auteurs ont souligné également que l'adoption de trois plats de refroidissement dans le canal fournit la plus basse température ambiante, et l'utilisation de trois plats au lieu d'un réduit la température ambiante de 26,8%. Le système proposé consomme moins d'énergie électrique environ 37% en comparaison d'un climatiseur de la même puissance de refroidissement.

Li [54] a développé un modèle numérique qu'il a validé pour étudier les effets de divers paramètres d'une cheminée solaire intégrée avec un matériel de changement de phase (PCM) sur le débit d'air et la différence de température de l'air entre l'admission et la sortie. Les résultats numériques ont montré que la température de changement de phase du PCM affecte considérablement la représentation thermique de la cheminée solaire. Le PCM ayant un changement de phase plus large, la différence de température atteint la fonte complète plus tôt que cela avec la plus étroite. La chaleur spécifique du PCM affecte la manière dont la chaleur contribue au procédé de congélation. Le débit massique et la différence de température moyenne de l'air augmentent de 0,033 à 0,038 kg/s et de 1,5 à 2 °C, quand la conduction thermique du PCM est augmentée de 0,2 à 0,6 W/m °C.

### **II.2. 2. Travaux basés sur des études expérimentales**

Arce et al. [65] ont étudié les performances thermiques d'une cheminée solaire sur la base d'un modèle complet dans des conditions méditerranéennes pour la ventilation normale le temps du jour et de nuit. Le mur en béton renforcé épais de 0.15 m, de largeur 4.5m et 1.0m de hauteur a été utilisé en tant que cheminée solaire, dont la surface méridionale était peinte en noir mat avec une isolation sur les côtés et les surfaces arrière. Le mur de cheminée a été couvert par le verre d'épaisseur de 0.004m pour réduire les pertes de chaleur du mur par convection. L'espace d'air était 0.3m de profondeur et la taille de pile était 3.5m avec un allongement approximativement de 11 m. Avec cette configuration, un débit maximum de 374 m<sup>3</sup>/h a été rapporté à une intensité solaire de 604 W/m<sup>2</sup> se produisant un coefficient de décharge autour de 13:00 h a été déterminé expérimentalement à effectuer le calcul volumétrique de débit. La valeur obtenue du coefficient de décharge était environ 9% moins que la valeur généralement suggérée dans la littérature. Les auteurs ont conclu que le débit d'air provoqué par la cheminée solaire est considérablement affecté par la différence de pression entre les ouvertures provoquées par les gradients thermiques et par la vitesse de vent.

Scholler et al. [66] ont analysé, par voie théorique et expérimentale, les performances d'une cheminée solaire sous les conditions climatiques de la République Tchèque, pour explorer le potentiel des cheminées solaires pour la ventilation des bâtiments résidentiels. Les auteurs ont procédé à des simulations CFD et ont comparé les résultats obtenus avec les résultats expérimentaux. Deux types de cheminée solaire ont été examinés: une première est dotée d'un dispositif de stockage de la chaleur en béton pour rendre le débit d'air par la cheminée plus uniforme. Ceci devrait également permettre d'utiliser la cheminée solaire pour

le refroidissement de nuit. L'autre cheminée est équipée d'un dispositif d'absorption en métal pour avoir une température plus élevée du mur. La cheminée solaire est orientée au sud et inclinée avec 30 degrés par rapport à la verticale. Les paramètres analysés par les auteurs sont relatifs au débit induit par la flottabilité, les températures de surface des parois et de l'air dans les cheminées ainsi que les conditions météorologiques du site.

Mathur et al. [67] ont étudié expérimentalement quatre types différents de cheminées solaires pour voir leur viabilité pour leur emploi dans la ventilation résidentielle. Une cheminée solaire cylindrique de 2 m hauteur et de diamètre de 28 cm avec et sans la bache externe étaient une addition à leurs conceptions [67, 57]. L'étude a prouvé que la cheminée solaire cylindrique pourrait être facilement intégrée à la façade existante du bâtiment que les autres types et le taux de ventilation pourraient être augmentés de 15.94% avec la cheminée inclinée à 45° pour une intensité solaire de 949.53 W/m<sup>2</sup>. De plus, ils ont montré qu'une cheminée cylindrique couverte de feuille transparente augmente le taux de ventilation de 36.85% comparativement à la cheminée cylindrique nu.

La cheminée solaire expérimentale employée par Ong et Chow [40] est composée d'une boîte rectangulaire de 2 m longueur, de 0.48 m de largeur et une profondeur de 1.02 m. Elle est construite avec des feuilles rigides de polyuréthane épaisses de 22 mm stratifiées, les deux côtés sont revêtus par une tôle d'acier épaisse de 1 mm. La partie antérieure de la boîte est composée d'un vitrage en verre d'épaisseur 4 mm, derrière laquelle un mur d'absorbeur de 1.875 m hauteur composé d'une feuille de polyuréthane peinte avec le noir mat de sa partie antérieure, dont le dos avait placé une feuille du polystyrène épaisse de 50 mm pour fournir l'isolation additionnelle pour le mur d'amortisseur. L'expérience a été exécutée pour trois combinaisons différentes de profondeur d'espace d'air : 0.1 m, 0.2m et 0.3m. L'espace au fond du mur absorbeur a été maintenu fixe à 0.1m. Les résultats expérimentaux ont été comparés à eux obtenus avec un modèle mathématique simplifié d'une cheminée solaire semblable à celui développée par Ong et Chow [40] employant l'équation d'équilibre thermique basée sur les équations dimensionnelles de modèle de réseau thermique et de transfert thermique d'état d'équilibre. Le modèle suppose que la résistance de friction est négligeable le long de la surface par rapport aux chutes de pression aux sorties. Une bonne concordance est obtenue avec les résultats expérimentaux pour l'élévation de circulation d'air et de température de l'air pour une largeur d'espace de 0.3m. Les résultats obtenus ont montré que la vitesse d'écoulement augmente de 0.25m/s à 0.39m/s pour une profondeur d'espace d'air de 0.1m à 0.3m et pour une intensité solaire jusqu'à 650W/m<sup>2</sup>. Cette vitesse d'air montre

que la cheminée solaire avec une largeur d'espace d'air de 0.3m pouvait fournir 56% plus de ventilation que celle d'un espace d'air de 0.1m.

La largeur d'espace d'air (0.3m) est l'optimum pour la cheminée solaire afin d'obtenir un débit maximum a été également rapportée par d'autres chercheurs[65, 35, 57]. Tandis qu'Ong[68] n'observait aucune circulation renversée pour la grande largeur d'espace d'air (0.3 m). Chen et autres [69] ont confirmé l'inversion d'écoulement se produisant dans la sortie de cheminée pour une grande largeur d'espace d'air (0.4m).

Une expérience semblable a été conduite par Bansal et al. [70] pour étudier la possibilité d'employer la fenêtre comme une cheminée solaire avec trois combinaisons différentes de la taille d'ouverture d'espace et de l'admission d'air dans des conditions climatiques chaudes et sèches. Les auteurs ont employé des feuilles d'aluminium avec une épaisseur de 1mm comme absorbeur peint en noir avec la peinture ordinaire sur les revêtements. Le modèle a été logé dans une boîte en bois de taille 1m×1m×1m. L'expérience a été effectuée dans un toit de bâtiment. Une vitesse d'écoulement maximum de 0.24 m/s a été obtenue pour un espace d'air de 0.13m et une ouverture inférieure de 0.13 m. Les résultats expérimentaux ont été comparés à eu issus d'un modèle mathématique simplifié qui a donné une valeur de 2% moins pour la température de verre et à 4% moins pour la température d'air dans la cheminée. Le modèle a donné une valeur plus élevée respective pour la température d'absorbeur à moins de 6% de la valeur expérimentale. Aucune explication n'a été donnée dans [70] en ce qui concerne les anomalies entre les données et la prévision expérimentale du modèle. Le concept d'employer la fenêtre comme une cheminée solaire a été également étudié par Chantawong et al. [71] pour une chambre d'une maison pour une personne avec un secteur de 1.4m×1.4m et une taille de 2m dans les conditions climatiques tropicales de Thaïlande. Le système appelé « murs glacés de cheminée solaires » (GSCW). Le débit d'air maximum induit était 0.28 m/s pour un espace d'air de 0.10 m, est beaucoup plus proche des résultats obtenus par Bansal et al.[70].

Récemment, l'utilisation de la cheminée solaire dans un haut bâtiment en Thaïlande a été étudiée expérimentalement par Punyasompun et al. [72]. Deux modèles de bâtiment à échelle réduite ont été construits. Les dimensions de ces modèles sont de 1.2m×1m ×2m. Des cheminées solaires ont été intégrées dans le mur du sud et deux différentes configurations ont été étudiées. La première configuration a une ouverture de sortie seulement au troisième plancher avec des différentes ouvertures d'admission à chaque plancher, tandis que, la

deuxième configuration a des ouvertures séparées d'admission et de sortie à chaque plancher. L'étude a montré qu'on obtient un meilleur résultat pour la cheminée solaire avec la première configuration et que la cheminée solaire pourrait être une alternative pour la ventilation mécanique dans les bâtiments pour des conditions climatiques chaudes afin de réduire la consommation d'énergie et protéger l'environnement.

Khanal et Lei [73] ont effectué des essais expérimentaux sur un modèle de cheminée solaire de mur passif incliné (IPWSC) soumis à un flux thermique uniforme sur un mur absorbant actif. L'efficacité de cette conception a été examinée pour la gamme de flux thermique de  $100 \text{ W/m}^2 - 500 \text{ W/m}^2$  avec une largeur d'entrée de 0,1 m et des angles d'inclinaison du mur passif de l'ordre de 0-6 degrés. Les résultats expérimentaux ont montré que l'angle d'inclinaison du mur passif n'a aucun effet significatif sur la distribution de la température à travers la largeur d'entrée et le long de la taille de cheminée. De plus, la vitesse à travers la largeur d'entrée est fortement influencée par l'angle d'inclinaison. Les résultats expérimentaux ont montré qu'avec la largeur d'entrée de taille 0,7 m et de 0,1 m et un angle d'inclinaison de  $6^\circ$  et de flux thermique d'entrée de  $500 \text{ W/m}^2$  le dispositif pourra produire la ventilation suffisante pour une salle de  $27 \text{ m}^3$  basée sur des normes d'ASHREA. De plus, les résultats expérimentaux ont prouvé que la conception d'IPWSC peut améliorer de manière significative la représentation de ventilation d'une cheminée solaire par rapport à la conception conventionnelle de cheminée avec la configuration de mur passive verticale. Les résultats expérimentaux sont soutenus par des expériences de visualisation de l'écoulement et sont compatibles aux prévisions effectuées.

L'étude conduite par Lee et al. [74] avait pour objectif de proposer une approche innovatrice pour rassembler l'énergie thermique solaire des cheminées solaires pour la production d'électricité par l'intermédiaire des cycles de Rankine organiques (ORC). L'influence de plusieurs paramètres critiques sur la température et l'ouverture des cheminées solaires ont été étudiées. Les paramètres mesurés à partir de l'expérience ont été sensiblement réduits suivre la méthode de Taguchi. Les configurations optimales de la cheminée solaire ont été identifiées, qui sont le verre de haute transmittivité, le plat de l'absorbeur de tube rectangulaire, l'angle d'inclinaison de  $45^\circ$ . Les résultats expérimentaux ont prouvé que la température de débouché la plus élevée d'air et la chaleur rassemblant l'efficacité des cheminées solaires étaient approximativement  $125^\circ\text{C}$  et 65%, respectivement. Dans une analyse de faisabilité d'application d'ORC, le système fournit aux bâtiments 12 kWh/jour d'électricité, et le secteur du collecteur était de  $41,0 \text{ m}^2$ . Les résultats

expérimentaux ont montré que la méthode proposée est faisable pour la cheminée solaire fournissent la qualité acceptable et la quantité de la chaleur pour l'ORC.

### **A. Environnement d'intérieur commandé**

La source d'énergie solaire est le facteur principal qui affecte les résultats globaux de l'étude des cheminées solaires qu'il est très difficile de prévoir et de commander en réalité. Afin d'avoir un meilleur contrôle des paramètres principaux de l'étude, les chercheurs avaient exécuté des expériences dans un environnement inclus, dans lequel l'énergie solaire est simulée en utilisant le système de chauffage électrique. Burek et Habeb[75] ont étudié expérimentalement la dépendance du taux de ventilation (taux d'écoulement de masse) sur la profondeur et l'entrée de canal de la chaleur, et l'efficacité thermique sur l'entrée de la chaleur. Le banc d'essai réalisé est un canal vertical ouvert aux extrémités et fermé sur les côtés ressemblant approximativement à une configuration de cheminée solaire ayant les dimensions de 102.5cm×92.5 cm (largeur ×taille) avec la profondeur de canal variant entre 20 à 110mm. Pour simuler l'entrée solaire, une natte de chauffage électrique a été placée derrière le plan d'absorbeur qui a été conçu pour donner cinq entrées de chaleur différentes s'étendant de 200 à 1000W pour un domaine de recherche où leur collecteur est approximativement de 1m<sup>2</sup>. De plus, la profondeur de canal a été montrée pour n'avoir aucun effet sur l'efficacité thermique.

Li et Liu [76] ont étudié expérimentalement une cheminée solaire basée sur le PCM. La recherche est effectuée dans des conditions de laboratoire avec trois flux thermiques différents de 500,600 et de 700W/m<sup>2</sup>. Les résultats ont montré que les variations de température de surface de l'absorbeur pour les trois flux thermiques sont identiques au cours de la période de transition de changement de phase. Les périodes de changement de phase sont presque de 13 h 50 minute pour tous les cas étudiés. Le débit d'air est de 0,04kg/s pour le cas de 700 W/m<sup>2</sup> et légèrement plus grand que 0,039kg/s pour 600 W/m<sup>2</sup> et de 0,038 kg/s pour 500W/m<sup>2</sup>. À la différence de débit d'air, la température moyenne de bouche d'air est de 19,6 °C pour le cas de 700 W/m<sup>2</sup> est le plus bas parmi trois cas, et alors suivi de 20,1 °C pour 600W/m<sup>2</sup> et 20,5 °C pour 500 W/m<sup>2</sup>.

La partie principale d'énergie dans un bâtiment est consommée par le chauffage, la ventilation et la climatisation. Le chauffage traditionnel et les systèmes de refroidissement contribuent considérablement à l'émission de gaz à effet de serre, particulièrement le dioxyde de carbone. Les nouvelles techniques telles que le mur Trombe, la cheminée solaire, la façade

solaire transpirée non vitrée, et le toit solaire, sont adoptés pour le chauffage et la climatisation solaire. Le refroidissement par évaporation et le refroidissement par évaporation par construction intégrée sont adoptés pour le refroidissement du bâtiment. Une expérience a été faite par A. K. Nanada et al. [77] pour compiler les développements des technologies solaires de chauffage et de refroidissement dans les bâtiments.

### **II.2.3. Travaux basés sur des études numériques, analytiques et expérimentales**

#### **A. Les modèles normaux**

Des cheminées solaires sont souvent rapportées dans la littérature comme non appropriées au climat où le rayonnement solaire est insuffisant ou le flux de chaleur relativement faible. Drori et al. [78] ont montré que la cheminée solaire est également capable d'aérer des petites maisons même pour une faible valeur de flux de chaleur (autour 50 à 60 W/m<sup>2</sup>). Une maison mobile avec des dimensions intérieures de longueur de 5.95 m, de largeur de 2.35 m et de hauteur de 2.35 m. Elle a été construite de murs métalliques bien isolés à l'intérieur et partiellement par le bois à l'extérieur. La maison expérimentale a été modifiée et basée sur le premier concept développé par Ziskind et al. [79]. Un conduit horizontal formé au-dessus du toit a servi de canal convecteur relié à l'espace intérieur du bâtiment par des ouvertures faites au plafond. Les analyses faites étaient basées sur les mesures de la température et de vitesse et ont été vérifiées avec ceux de la simulation (CFD) en utilisant un modèle tridimensionnel dans le logiciel FLUENT. La simulation a montré la dépendance d'ACH sur la température de toit.

Bacharoudis et al. [80] ont étudié le phénomène de convection naturelle à l'intérieur d'un mur de cheminée solaire avec mur adiabatique et mur sous un flux de chaleur. Les quatre murs de cheminées solaires ont été construits et des dispositifs de mesure ont été employés sur chaque mur afin d'évaluer et quantifier leur comportement thermique ainsi que la certification de leur efficacité. Les auteurs ont étudié par voie numérique l'aspect thermo-fluide du problème ayant lieu dans la cheminée solaire et un bon accord a été observé entre les résultats numériques et expérimentaux. Les auteurs ont présenté les profils de vitesse et de température d'écoulements en différentes zones de la cheminée : à l'entrée et proche de la sortie de la cheminée pour différentes ouvertures de cette dernière. Des paramètres importants tels que le nombre de Nusselt moyen ont été comparés à des résultats expérimentaux. Les auteurs ont souligné que le modèle développé est général et il peut être facilement adapté aux besoins du client pour décrire le comportement de diverses cheminées solaires. Les résultats

de l'application du modèle permettront une installation efficace des prochaines configurations du système.

Yothin Ungkoon et al.[81] ont développé un modèle mathématique de calcul des performances thermiques d'une maison avec un mur en béton, dans les conditions climatiques de la Thaïlande. Les auteurs ont comparé leurs calculs avec ceux obtenus expérimentalement sur une maison prototype de 13 m<sup>2</sup> de surface. Le mur de chambre était en béton avec du plâtre sur les parois internes et externes. La surface du mur utilisé était 2.4m x 2.3m avec une épaisseur 0.07m. Des feuilles d'aluminium ont été employées pour réfléchir la chaleur dans le capteur solaire. Le plafond de gypse a été bien isolé thermiquement afin de minimiser les déperditions calorifiques vers l'extérieur. Les résultats obtenus par les auteurs étaient relatifs à l'efficacité énergétique des différents murs composant la maison, aux températures du mur (interne et externe) et de l'air, ainsi qu'à l'humidité relative à l'extérieur et celle de l'air dans la maison expérimentale. Les résultats de l'exécution thermique ont montré que la température du mur externe et interne ainsi que la température de toutes les parois latérales n'étaient pas assez différentes. La comparaison des résultats issus des calculs avec ceux obtenus expérimentalement sur cette maison prototype a montré un bon accord entre les deux. Les auteurs ont souligné que leur modèle mathématique permet de prévoir les performances énergétiques de tout le système pour différentes conditions opératoires.

Hussain[82] présenta un modèle mathématique et une analyse d'une cheminée solaire inclinée au dessus d'un toit. Les processus énergétiques simulés mathématiquement sont basés sur les bilans énergétiques et massiques. Le modèle mathématique était résolu numériquement par une méthode itérative sous MATLAB. L'analyse a été effectuée à divers secteurs du collecteur (15, 150, et 600 m<sup>2</sup>) et sur diverses tailles de cheminée (5, 10, et 15 m). Le modèle a été validé en comparant les résultats aux mesures expérimentales. Les résultats ont démontré que la représentation du système est fortement influencée par l'intensité solaire. Le système devient fonctionnel pour la ventilation de l'espace quand l'intensité solaire est plus élevée que 400 W/m<sup>2</sup> avec un secteur de collecteur de 15 m<sup>2</sup> et une taille de cheminée de 5 m, en Malaisie et où les conditions atmosphériques sont semblables. À mesure que la vitesse du vent s'élève de 1,5 jusqu'à 6 m/s, elle contribue pour réduire les performances de système de 25% à l'intensité solaire de 900 W/m<sup>2</sup>.

Abdulnabi Imran et al. [83] ont proposé un modèle expérimental et numérique d'une cheminée solaire qu'ils ont analysé sous les caractéristiques géométriques et conditions

environnementales irakiennes. L'écoulement turbulent, bidimensionnel a été généré par la convection naturelle à l'intérieur d'une cheminée solaire inclinée. Cet écoulement a été étudié numériquement aux angles d'inclinaison  $15^\circ$  à  $60^\circ$ , pour un flux solaire thermique de  $150$  à  $750 \text{ W/m}^2$  et une épaisseur de cheminée de (50, 100 et 150 mm). L'étude expérimentale a été entreprise en utilisant une cheminée solaire simple installée sur le toit d'une chambre avec un volume de  $12 \text{ m}^3$ . La cheminée était de 2 m de long; 2 m de large avec trois épaisseurs d'espace à savoir : 50, 100 et 150 mm. La représentation de la cheminée solaire a été évaluée en mesurant la température de sa couverture en verre, le mur absorbant et la température et la vitesse d'air induit. Les résultats du modèle numérique ont montré que l'angle d'inclinaison optimum de la cheminée était  $60^\circ$  pour obtenir le taux de ventilation maximum. A cet angle d'inclinaison, le taux de ventilation était d'environ 20% plus élevé que  $45^\circ$ . Le taux de renouvellement d'air par heure (ACH) est d'environ 30 à un rayonnement solaire de  $750 \text{ W/m}^2$  et la vitesse d'air maximum était 0,8 m/s. Aucune recirculation d'air n'a été observée même pour une grande largeur d'espace de 150 mm.

Moosavi et Zandi [84] ont étudié les performances thermiques et de ventilation d'une cheminée solaire nouvellement conçue en conjonction avec un capteur de vent et un système de pulvérisation d'eau pour un immeuble de bureaux de deux étages dans un climat chaud et aride. La façade nord du bâtiment est un capteur de vent qui, couplé à une cheminée solaire sur le toit, assure la ventilation des deux étages via un vide au sol avec la plus petite empreinte au sol. Une étude expérimentale comprenant un modèle à échelle réduite et une analyse (CFD) a été réalisée pour évaluer le potentiel de refroidissement et de ventilation d'une cheminée solaire avec et sans le fonctionnement du capteur de vent. Les résultats ont montré que, même par temps chaud et ensoleillé, la cheminée solaire couplée à un capteur de vent et un système de pulvérisation d'eau peut fournir des conditions thermiques et de circulation d'air raisonnables pour les deux étages sans avoir besoin de la force du vent. L'agencement est capable de réduire une température moyenne de  $5,2^\circ\text{C}$  et de générer environ 9 ACH aux heures de pointe de la journée pour l'espace occupé, ainsi que d'économiser 75% du refroidissement total et 90% de l'énergie requise pour la ventilation pendant le temps de travail en été.

Elghamry et Hassan [85] ont réalisé une étude expérimentale sur le refroidissement et la ventilation d'une pièce située dans la ville de New Borge Alarb, à Alexandrie, en Egypte par une nouvelle combinaison de cheminée solaire et d'un système d'échangeur de chaleur à tube d'air géothermique. Le panneau PV est installé par une nouvelle technique à l'arrière de la

cheminée pour produire de l'énergie et ses performances sont comparées à un PV identique à l'extérieur de la pièce. L'étude est réalisée pour la cheminée et les PV orientés au sud d'un angle avec l'horizontale de 30 ° et 45 ° et pour des flux d'air naturel et forcé à l'intérieur du tube géothermique. Les systèmes de ventilation par tube géothermique et par cheminée sont comparés au système de ventilation naturelle de la cheminée solaire et de la fenêtre. Les résultats ont montré que les systèmes proposés prouvent leur capacité à réduire la température ambiante jusqu'à 3,5 °C et à changer quotidiennement son air 42 fois. Un minimum d'air ventilé se produit au niveau du système de cheminée géothermique naturel avec un angle de 30°. Le rapport entre l'air total ventilé quotidien par cheminée géothermique et celui par cheminée-fenêtre est respectivement d'environ 56,3% et 65% à 30° et 45° et pour la chaleur dégagée de 55,6% et 64%, respectivement. La chaleur quotidienne maximale libérée de la pièce est obtenue à un angle d'inclinaison de la cheminée de 45° pour un système géothermique tube-cheminée-PV naturel. La puissance de sortie PV maximale à l'intérieur de la cheminée représente 70% de la puissance de sortie PV maximale à l'extérieur de la cheminée qui est de 120 W / m<sup>2</sup> à un angle d'inclinaison de 30 °.

Kong et Niu[86] ont décrits une procédure basée sur la CFD (computational fluid dynamics) pour identifier l'angle d'inclinaison optimal d'une cheminée solaire de toit à petite échelle. Dans un premier temps, des simulations CFD ont été réalisées sur un modèle de cheminée solaire bidimensionnel avec des angles d'inclinaison variant de 30° à 90° par rapport au plan horizontal sous différents flux thermiques. Une procédure mathématique utilisant les données CFD pour estimer les performances de ventilation de la cheminée solaire à différents angles d'inclinaison dans des conditions climatiques réelles est décrite. La procédure tient compte de l'effet de l'angle d'inclinaison sur l'irradiation solaire recevable. Elle était appliquée à trois villes australiennes, correspondant à trois latitudes différentes. Ils ont constatés que l'angle d'inclinaison optimal varie de 45° à 60°, selon la latitude et la saison de fonctionnement.

Xamán et al. [87] présentèrent une évaluation des performances thermiques pseudo-transitoires d'une pièce ventilée avec et sans intégration d'une cheminée solaire sur le toit d'une maison pour les conditions estivales et hivernales de Mérida (Mexique). Un code numérique basé sur une nouvelle intégration de la dynamique des fluides et des bilans énergétiques globaux a été développé pour résoudre le problème de transfert de chaleur turbulent conjugué dans une pièce ventilée avec le système de cheminée solaire intégré. Les résultats numériques ont été vérifiés et validés. Ils ont montré une bonne concordance avec les

solutions de référence rapportées dans la littérature. La salle avec la cheminée solaire intégrée a amélioré les taux de ventilation de 8 à 45% en été et de 1,16 à 24,89% en hiver. Les deux configurations analysées répondaient aux exigences de 0,5 à 2,5 renouvellement d'air par heure (ACH). Les auteurs ont conclu que l'intégration du système de cheminée solaire a montré des taux de ventilation plus élevés, démontrant ainsi son potentiel plus élevé en tant que système de ventilation passive dans les climats chauds.

La pandémie du Covid-19 et ses protocoles d'hygiène requis ont en outre révélé l'importance du processus de ventilation dans le bâtiment. La cheminée solaire de ventilation (SCV) est un type de technologie renouvelable capable de fournir une ventilation naturelle dans les bâtiments. Cependant, le SCV conventionnel n'est pas économique en raison de ses faibles performances de ventilation. Cao et Sinaga[88] ont étudié et proposé une cheminée solaire inclinée innovante avec un matériau à changement de phase intégré à la technologie photovoltaïque (SCV-PV-PCM) dans les conditions météorologiques réelles (basées sur le climat de Hong Kong) via une étude numérique dimensionnelle. Les caractéristiques du SCV-PV-PCM ont été analysées au cours de la journée (à différents mois, c'est-à-dire mars, juin, septembre et décembre) et comparées au système SCV-PV conventionnel. Sur la base des résultats obtenus, la puissance produite et la capacité de ventilation du SCV-PV-PCM sont plus élevées que celles du système SCV-PV commun. Néanmoins, le système n'est pas en mesure de fournir la puissance de ventilation appropriée pour le bâtiment pendant l'hiver en raison du manque de température ambiante élevée et d'un fort rayonnement solaire. De plus, ils ont conclu que l'utilisation du SCV-PV-PCM dans le bâtiment est la solution la plus avantageuse économiquement au mois de juin en économisant 2,88 \$ / mois.

Alimi et Nciri [89] ont analysé le débit, les performances thermiques et hygrométriques d'un nouveau système de dessalement solaire hybride ventilation-HDH. Le système hybride proposé ainsi que son fonctionnement sont décrits en détail. Un modèle mathématique basé sur le transfert de chaleur et de masse a été élaboré. La ventilation et les performances hygrométriques du système proposé ont été étudiées au sein de la façade solaire (cheminée solaire murale) et de la salle ventilée. Les effets des principales conditions de fonctionnement (irradiation solaire, température ambiante, dimension de la cheminée, dimension du raccord pièce-cheminée et humidité relative de l'air) sur l'évolution de la température de l'air, de la vitesse de l'air et de l'humidité relative de l'air à l'intérieur de la cheminée sont étudiés. Le débit d'air et la répartition de la température de l'air dans la pièce ventilée sont également simulés pour les conditions de fonctionnement habituelles. La production d'eau de surface

horaire est estimée, dans des conditions météorologiques modérées, sur la base de la différence de flux massique de vapeur d'eau entre l'entrée et la sortie du système. Tous les résultats numériques sont quantifiés et discutés.

L'étude conduite par Soto et Martínez[90] est relative au développement d'un outil combinant un modèle de ventilation avec un modèle thermique multizone d'une habitation bioclimatique appelée «La Casa de la Tierra». Ce bâtiment, situé à Murcie (Espagne), comprend une tour éolienne centrale, quatre cheminées solaires et des éléments de construction à capacité d'inertie thermique. La ventilation et les modèles thermiques ont été complètement intégrés et résolus simultanément. Les données collectées sur place ont été utilisées pour valider les modèles. Lors de la validation du modèle d'enveloppe de débit d'air, des valeurs d'erreur quadratique moyenne maximale et minimale de 10,9 m<sup>3</sup>/h et 7,25 m<sup>3</sup>/h, respectivement, ont été obtenues pour les débits simulés et mesurés des cheminées solaires. La valeur maximale correspond à la cheminée 2 où un débit d'air moyen de 58,2 m<sup>3</sup>/h a été enregistré, tandis que la valeur minimale correspond à la cheminée 3 où un débit d'air moyen de 30 m<sup>3</sup>/h a été mesuré. Différentes stratégies de refroidissement passif ont été simulées, combinant la ventilation naturelle induite par la tour éolienne et les cheminées solaires avec des systèmes de refroidissement, géothermique et évaporatif, passifs. Pour ces systèmes, le pourcentage prévu de personnes insatisfaites était inférieur à 10% et des économies d'énergie électrique d'environ 42% ont été réalisées.

### **II.3. Conclusion :**

Afin de faire un balayage sur l'état de l'art dans le domaine des cheminées solaires, un examen approfondi des études faites dans le sujet a été présenté. Au vue des travaux publiés, on note que la cheminée solaire est une excellente stratégie de ventilation passive employée pour augmenter la ventilation et pour fournir le confort thermique des occupants. Certains travaux de recherche se concentraient sur la compréhension des transferts thermiques et les mécanismes de la ventilation à l'intérieur de la cheminée, d'autres se sont concentrés sur l'analyse des écoulements de fluide et le comportement thermique à l'intérieur du bâtiment joint. Diverses configurations de conception de cheminée solaire ont été présentées dans la littérature. La géométrie du canal vertical de la cheminée avec une ouverture finie, la cheminée verticale attachée au bâtiment et la cheminée inclinée ont été les configurations de conceptions principales utilisées pour la plupart des études de cheminée solaires.

## ***Chapitre II : Contexte Bibliographique***

---

Il est à souligner que l'intérêt pour ce système n'a pas cessé d'augmenter en dépit de la recherche continue sur une période prolongée. Les investigations expérimentales ont dominé la littérature existante. Les études numériques employant la technique de calcul de dynamique des fluides (CFD) a pris une attention croissante.

La revue bibliographique a montré que le champ d'exploration des systèmes basés sur le concept de la cheminée solaire comme stratégie de ventilation passive n'a pas été entièrement exploitée.

Le travail présenté dans cette thèse consiste en l'étude des performances énergétiques de systèmes de ventilation passive à base de cheminée solaire par une analyse critique des hypothèses de base utilisées dans la littérature. L'analyse du régime transitoire dans l'étude et la mise au point de dispositifs expérimentaux permettra de mieux apprécier les hypothèses de base utilisées et les modèles mathématiques ainsi développés.

***Chapitre III :***  
***Modélisation Mathématique***  
***et Résolution Numérique***

# Chapitre III

## Modélisation mathématique et résolution numérique

### Sommaire :

III.1. Introduction.....	74
III.2. Modele physique.....	75
III.3. Modele mathematique.....	76
III.3.1. Hypothèses simplificatrices .....	76
III.3.2. Régime permanent.....	77
A.Bilan énergétique sur le vitrage .....	77
B.Bilan énergétique pour l'air .....	78
C.Bilan énergétique sur l'absorbeur.....	79
D.Distributions de températures .....	79
III.3.3. Régime Transitoire.....	80
A.Bilan énergétique sur le vitrage .....	80
B.Bilan énergétique pour l'air .....	80
C.Bilan énergétique sur l'absorbeur.....	80
D.Distributions de températures .....	80
III.4. Parametres caracteristiques de la cheminee solaire.....	81
III.4.1. Débit massique d'air à travers la cheminée .....	81
III.4.2. Efficacité instantanée .....	81
III.4.3. Taux de renouvellement d'air (ACH).....	81
III.5. Système Hybride.....	81
III.5.1. Modélisation de système Hybride.....	81
III.5.2. Efficacité de l'échangeur .....	85
III.5.3. Déduction de la température moyenne de l'air de pièce $T_r$ .....	85
III.6. Résolution Numérique .....	87
III.6.1. Discrétisation des équations.....	87
III.6.2. Condition de convergence.....	87
III.6.3. Algorithme de calcul .....	88
III.7. Simulations numériques sur CFD .....	89
III.7.1. Equations générales.....	89
III.7.1.1. Hypothèses simplificatrices.....	89
III.7.1.2. Les équations de Navier-Stokes.....	89
III.7.1.3. L'équation de l'énergie.....	90
III.7.2. Prototype 1 et conditions aux limites correspondantes.....	90
III.7.2.1. Maillage relatif au prototype 1.....	91
III.7.3. Prototype 2 et conditions aux limites correspondantes .....	91
III.7.3.1. Maillage relatif au prototype 2.....	92
III.7.4 La convergence.....	93

## Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique

### III.1. Introduction

Le but d'une cheminée solaire à usage de ventilation de l'espace est de créer une circulation d'air par thermo-siphon à travers les locaux d'habitation. Les objectifs visés dans plusieurs études étaient d'analyser les aspects particuliers de la conception (inclinaison, vitrage et l'émissivité) qui produirait la circulation d'air maximum pour un ensemble donné de conditions. Les recherches ont montrés que l'augmentation de la taille de la cheminée est efficace dans la sortie croissante. Cependant, une cheminée grande n'est pas nécessairement souhaitable ou commode, et sur un toit incliné, il serait plus commode d'aligner la cheminée avec la pente du toit. Tandis que l'inclinaison la cheminée sous un angle à la verticale augmente la longueur de la cheminée sans augmenter la taille verticale, le transfert de chaleur entre l'air dans la cavité et le verre produit des pertes thermiques additionnelles.

L'objectif de ce chapitre est relatif à la modélisation mathématique d'un problème de ventilation passive à base de cheminée solaire par la détermination des distributions de températures de la surface du mur absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée. Le taux de renouvellement d'air ainsi que l'efficacité globale de la cheminée seront ainsi déterminés.

La figure III.1 montre le schéma de principe de base d'une cheminée solaire utilisée pour la ventilation.

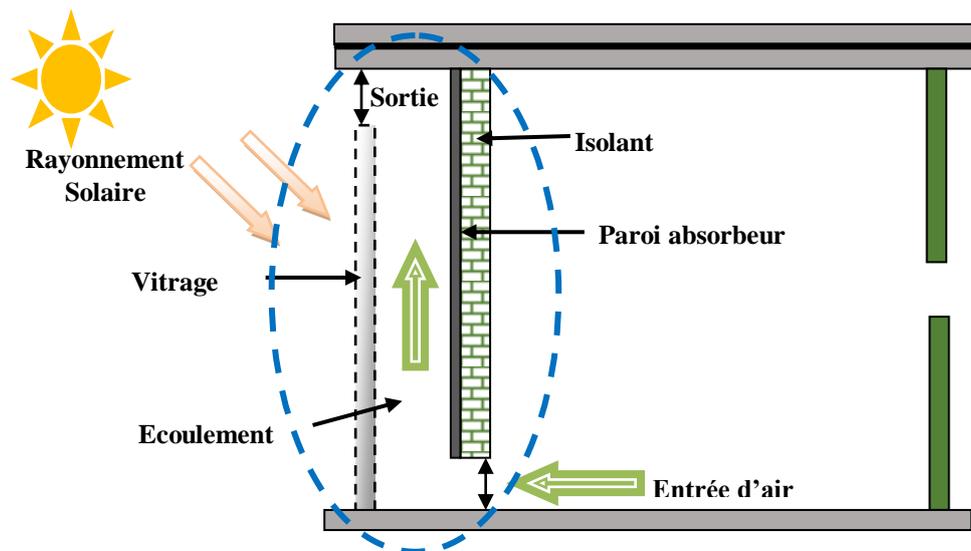


Figure III.1. Représentation schématique d'un système de ventilation passive.

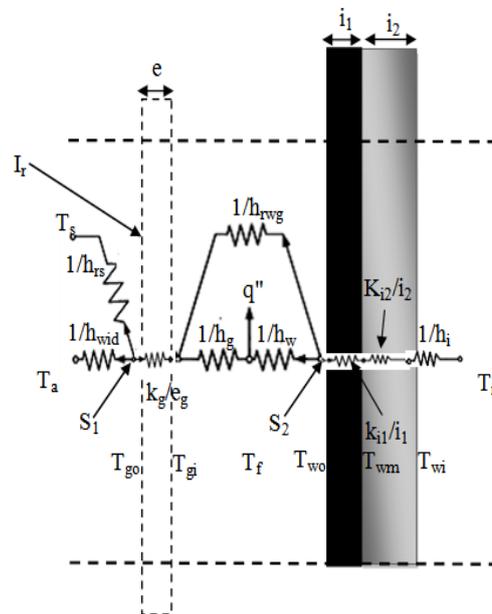
L'air dans la cheminée est chauffé par convection et rayonnement de l'absorbeur. La diminution de la densité de l'air sous l'effet de la température crée un mouvement ascendant du fluide.

Le taux auquel l'air est soumis pour son renouvellement dépend d'un certain nombre de paramètres relatifs à l'ouverture de la salle, de la résistance pour traverser la cheminée, et de la résistance à l'entrée d'air frais dans la salle. Les cheminées solaires peuvent être utilisées aussi bien pour la ventilation de l'espace que pour le chauffage. Un avantage significatif de la cheminée utilisée seulement pour le refroidissement est que la demande du refroidissement et de l'approvisionnement en rayonnement solaire ont lieu dans la phase.

### III.2. Modèle physique

La figure III.2 montre le modèle physique utilisé et le réseau de résistances thermiques pour le modèle physique considéré dans cette étude. Il représente le détail de la figure III.1, schématisé par l'ellipse bleu en pointillé.

Les analyses des transferts thermiques sont effectuées en utilisant la méthode d'analogies électriques. Le canal est coupé en sections dans la direction du mouvement d'air.



**Figure III.2:** Modèle physique utilisé et réseau thermique pour la cheminée solaire.

Le modèle consiste en une cheminée solaire avec une entrée d'air par son ouverture inférieure à une température d'admission ( $T_{f,i}$ ). L'air chaud s'écoule par la partie

supérieure de la cheminée à une température de sortie ( $T_{f0}$ ). Les parois de la cheminée sont constituées par le vitrage à la partie gauche et l'absorbeur à la partie droite.

### **III.3. 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. Le régime, permanent et transitoire, ont été analysés dans les parties I et II de cette étude.

La cheminée est découpée en tranches fictives égales dans le sens de l'écoulement du fluide (l'air). Un bilan thermique au niveau des différents nœuds (voir figure III.2) aux différentes positions dont on veut étudier l'évolution temporelle de leurs températures [90] est établi.

Pour pouvoir déterminer le bilan énergétique entre les nœuds, les analogies entre l'électricité et la thermique sont utilisées.

Il est à souligner que les résultats théoriques obtenus à partir du modèle mathématique seront comparés à ceux obtenus expérimentalement et ceux issus de la simulation numérique sur CFD dans le but de voir la limite de validité des hypothèses sur lesquelles est basé le modèle mathématique

#### **III.3.1. Hypothèses simplificatrices :**

Les hypothèses de travail considérées aussi bien dans le cadre de cette étude que dans la littérature [57] sont les suivantes :

- La température du sol est prise égale à la température de l'ambiance ;
- L'écart de température entre la face supérieure et la face inférieure de la couverture transparente est considéré négligeable ;
- Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes ;
- Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes ;
- Le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope ;
- La direction du vent est parallèle à la surface de la vitre ;
- Le régime d'écoulement est laminaire ;
- Les flux de chaleur sont unidimensionnels.
- La température d'entrée d'air dans la cheminée est supposée uniforme et égale à celle de la chambre ;

- Les températures de surface de l'absorbeur et du vitrage sont supposées uniformes ;
- 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.
- Les capacités de stockage du vitrage et de l'absorbeur sont supposées négligeables.

### III. 3. 3. Régime permanent

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 en régime permanent

#### A. Bilan énergétique sur le vitrage

Le bilan thermique au niveau du vitrage (figure III.2) permet d'écrire :

$$S_I A_g + U_t A_g (T_a - T_g) = h_g A_g (T_g - T_f) + h_{rwg} A_w (T_g - T_w) \quad (3.3)$$

Où :  $U_t$  est le coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance, donné par :

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} \quad (3.4)$$

Le coefficient de transfert thermique convectif,  $h_{wind}$ , est relatif au milieu ambiant. Il est donné par l'expression [40, 41]:

$$h_{wind} = 2.8 + 3.V_w \quad (3.5)$$

Où :  $V_w$ , est la vitesse de l'air du milieu ambiant.

Le coefficient de transfert thermique radiatif,  $h_{rs}$ , entre la surface du vitrage et le ciel s'exprime par :

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_s)(T_g^2 + T_s^2)(T_g - T_s)}{(T_g - T_a)} \quad (3.6)$$

La température du ciel,  $T_s$ , est exprimée par [40, 41]:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (3.7)$$

Le rayonnement solaire absorbé par le vitrage est donné par :

$$S_I = \alpha_I H \quad (3.8)$$

Le coefficient de transfert thermique radiatif,  $h_{rwg}$ , entre l'absorbeur et le vitrage s'exprime par :

$$h_{rwg} = \frac{\sigma (T_g^2 + T_w^2)(T_g - T_w)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1 \right)} \quad (3.9)$$

Le coefficient de transfert thermique convectif,  $h_g$ , entre le vitrage et l'air du canal est donné par [40]:

$$h_g = \frac{NuK_f}{L_g} \quad (3.10)$$

Avec :  $Nu = 0.60 (G_{rx} \cos \theta P_r)^{0.2}$  et  $G_r = g\beta_f \Delta T L_g^3 / \nu_f^2$

La conductivité thermique de l'air est donnée par :

$$K_f = 0.00263 + 0.000074.(T_f - 300) \quad (3.11)$$

### B. Bilan énergétique pour l'air

Le bilan énergétique sur la colonne d'air du canal donne :

$$q'' = h_w A_w (T_w - T_f) + h_g A_g (T_g - T_f) \quad (3.12)$$

Pour la longueur, L, du mur- absorbeur, le gain utile de la chaleur peut être calculé par:

$$q'' = \dot{m} C_{p,a} (T_{f,0} - T_{f,i}) \quad (3.13)$$

Où :  $\dot{m}$  et  $C_{p,a}$ , désignent respectivement le débit massique et la chaleur spécifique de l'air.

La température moyenne de l'air s'écoulant dans la cheminée est :

$$T_f = \gamma T_{f,0} + (1 - \gamma) T_{f,i} \quad (3.14)$$

Le coefficient,  $\gamma$ , est déterminé expérimentalement [40, 68] ; il est égal à 0.74. De plus, la température  $T_{f,i}$  a été prise égale à la température ambiante,  $T_r$ . D'où :

$$q'' = \frac{\dot{m} C_{p,a} (T_f - T_r)}{\gamma} \quad (3.15)$$

En remplaçant la relation (3.15) dans (3.12), on aura :

$$h_g A_g T_g - \left( h_g A_g + h_w A_w + \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left( \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_r \quad (3.16)$$

Le débit massique d'air dans la cheminée [40, 57] est donné par l'expression :

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,0} A_0}{\sqrt{(1 + A_r)}} \sqrt{\frac{2gL (T_f - T_r)}{T_r}} \quad (3.17)$$

La valeur du coefficient  $C_d$  est prise égale à 0.57 [3, 40, 41].

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

$$h_w = \frac{Nu.K_f}{L_w} \quad (3.18)$$

La viscosité dynamique du fluide est exprimée par [40, 57]:

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472 (T_f - 300)].10^{-5} \quad (3.19)$$

La masse volumique du fluide est [40, 57]:

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353 (T_f - 300) \quad (3.20)$$

La chaleur spécifique du fluide est donnée par [40, 57]:

$$C_{p,a} = [1.007 + 0.00004 (T_f - 300)] * 10^3 \quad (3.21)$$

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

$$\beta = 1/T_f \quad (3.22)$$

### C. Bilan énergétique sur l'absorbeur

Le bilan énergétique sur l'absorbeur (figure III.2) permet d'écrire :

$$-h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \quad (3.23)$$

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

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\Delta w_{ins}} \quad (3.24)$$

Le flux radiatif absorbé par le mur absorbeur est :

$$S_2 = \tau \alpha_2 H \quad (3.25)$$

### D. Distributions de températures :

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 qui composent la cheminée solaire. Le système d'équations (3.26) est composé des relations (3.3), (3.16) et (3.23) :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_1 A_g + U_t A_g T_a = (h_g A_g + h_{rwg} A_w + U_t A_g) T_g - h_g A_g T_f - h_{rwg} A_w T_w \\ h_g A_g T_g - \left( h_g A_g + h_w A_w + \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left( \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_r \\ h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \end{array} \right. \quad (3.26)$$

### III.3.4. Régime transitoire

Considérons une maille à l'instant  $t$ , "  $i$  " un nœud de cette maille, de masse  $M_i$ (kg), de capacité spécifique  $C_{pi}$ (J/ kg.K ), de section  $S_i$ ( m<sup>2</sup>) et de température  $T_i$  (K) .

En appliquant la loi d'Ohm au nœud "  $i$  " on obtient :

$$\frac{M_i}{S_i} C_{pi} \left( \frac{\partial T_i}{\partial t} \right) = P_i + \sum_{j=n} h_{ij} (T_j - T_i) \quad (3-27)$$

$M_i$ : masse du milieu  $i$  du système (kg).

$C_{pi}$  : chaleur spécifique (J/ kg. K).

$S_i$  : La section (m<sup>2</sup>)

$P_i$ : facteur de puits ou de source.

$\partial t$  : Pas de temps.

#### A. Bilan énergétique sur le vitrage :

Le bilan thermique au niveau du vitrage (figure IV.3) permet d'écrire

$$\rho_g V_g C_{pg} \frac{dT_g}{dt} = S_1 A_g + U_t A_g (T_a - T_g) + h_g A_g (T_f - T_g) + h_{rwg} A_w (T_w - T_g) \quad (3.28)$$

#### B. Bilan énergétique pour l'air :

Le bilan énergétique sur la colonne d'air du canal donne :

$$\rho_f V_f C_{pf} \frac{dT_f}{dt} + q'' = h_g A_g (T_g - T_f) + h_w A_w (T_w - T_f) \quad (3.29)$$

#### C. Bilan énergétique sur l'absorbeur :

Le bilan énergétique sur l'absorbeur (figure 3.2) permet d'écrire

$$\rho_w V_w C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = S_2 A_w + U_b A_w T_r + h_{rwg} A_w T_g + h_w A_w T_f - (h_w + h_{rwg} + U_b) A_w T_w \quad (3.30)$$

Où :  $V$  : est le volume en (m<sup>3</sup>)

#### D. Distributions de températures :

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 qui composent la cheminée solaire. Le système d'équations (3.31) est composé des relations (3.28), (3.29) et (3.30) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_g V_g C p_g \frac{dT_g}{dt} = S_1 A_g + U_t A_g (T_a - T_g) + h_g A_g (T_f - T_g) + A_w (T_w - T_g) \\ \rho_f V_f C p_f \frac{dT_f}{dt} + q'' = h_g A_g (T_g - T_f) + h_w A_w (T_w - T_f) \\ \rho_w V_w C p_w \frac{dT_w}{dt} = S_2 A_w + U_b A_w T_r + h_{rwg} A_w T_g + h_w A_w T_f - (h_w + h_{rwg} + U_b) A_w T_w \end{array} \right. \quad (3.31)$$

### III.4. PARAMETRES CARACTERISTIQUES DE LA CHEMINEE SOLAIRE

#### III.4.1. Débit massique d'air à travers la cheminée :

Le débit massique d'air traversant la cheminée est donné par la relation (3.15) sous la forme :

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,0} A_0}{\sqrt{(1 + A_r)}} \sqrt{\frac{2gL(T_f - T_r)}{T_r}} \quad (3.32)$$

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

$$v_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_0} \quad (3.33)$$

#### III. 4.2. Efficacité instantanée:

L'efficacité instantanée du gain énergétique à travers la cheminée solaire est donnée par :

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_{p,a} (T_{f,0} - T_{f,i})}{WM * H} \times 100\% \quad (3.34)$$

#### III. 4.3. 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 par heure). Ce paramètre est défini par, ASHRAE, par l'expression :

$$ACH = \frac{Q_v * 3600}{Volume Total de chambre} \quad (3.35)$$

### III.5. Système Hybride: cheminée solaire (SC)-échangeur de chaleur air-sol (EAHE)

#### III. 5.1. Modélisation de système Hybride

La figure III.3ci-dessous montre la représentation schématique d'un système de ventilation passive hybride à base de cheminée solaire et un échangeur de chaleur air sol, les résultats prouvent que la cheminée solaire peut être parfaitement utilisée pour alimenter le puits Canadian pendant la journée, sans avoir besoin d'électricité.

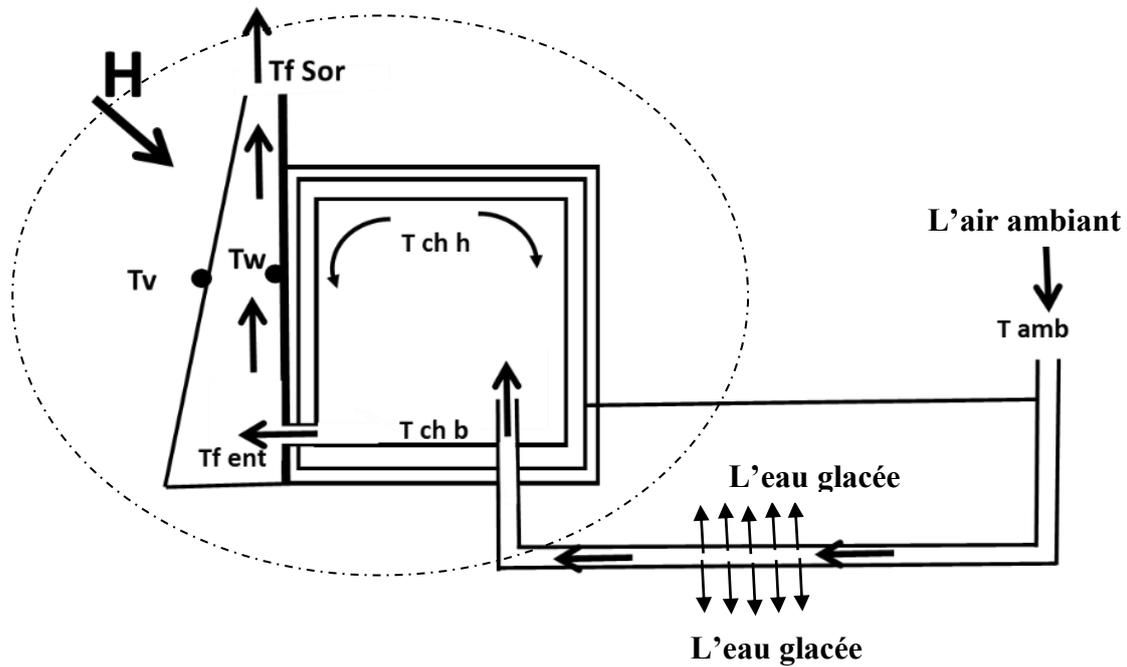


Figure III.3 : Représentation schématique de notre système de ventilation passive.

L'échange thermique entre le sol et l'air circulant dans les tubes dépend de la structure de l'échangeur, de la température d'entrée de l'air et de la température du sol à proximité des tubes. Nous avons considéré les hypothèses suivantes :

- La température loin du tube est constante, ce qui revient à considérer que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangée ;
- L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube enterrée où circule le fluide se fait par convection;
- Les caractéristiques de l'air sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique,...etc.);
- Les caractéristiques du sol sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique, etc.);
- L'air est considéré fluide parfait en régime stationnaire.

Le flux thermique  $\dot{Q}$ , à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence entre la température du sol ( $T_{sol}$ ), et la température de l'air dans le tube ( $T_{air}$ ), et à l'inverse de la résistance thermique séparant les deux domaines.

$$\dot{Q} = \frac{T_{sol} - T_{air}(x)}{R_{tot}} \quad (3.36)$$

Avec :  $R_{tot} = R_c + R_g + R_{sol}$

$R_{cv}$ : Résistance thermique due au transfert de chaleur par convection entre l'air dans le conduit et la paroi intérieur du conduit.

$R_{gain}$ : Résistance thermique due au transfert de chaleur par conduction entre la paroi extérieur et intérieure du conduit.

$R_{sol}$  : Résistance thermique due au transfert de chaleur par conduction entre paroi extérieure et le sol sans obstacle.

La quantité de chaleur absorbée par l'air est :

$$mC_{pair} \frac{dT}{dt}$$

Le bilan d'énergie entre deux sections de tube distante de  $\Delta x$  s'écrit :

$$mC_{pair} \frac{dT}{dt} = \frac{T_{sol} - T_{air}(x)}{R_{tot}} \quad (3.37)$$

$$mC_{pair} \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{T_{sol} - T_{air}(x)}{R_{cv} + R_g + R_{sol}} \quad (3.38)$$

Avec :

$m$  : Masse d'air [kg].

$C_{pair}$  : Chaleur massique de l'air [ $J.Kg^{-1}.K^{-1}$ ].

$R_{sol}$  : Résistance thermique entre le tube et le sol

$R_{cv}$  : Résistance thermique convective entre l'air et le tube [ $m.K.W^{-1}$ ].

$R_{gain}$  : Résistance thermique du tube enterré [ $m.K.W^{-1}$ ]

$T_{sol}$  : Température de sol [K]

$$R_{sol} \text{ est définie par : } R_{sol} = \frac{1}{2\pi K_{sol} \Delta x} \ln \left( \frac{r_{sol}}{r_1} \right)$$

$$R_{gain} \text{ est définie par } R_{gain} = \frac{1}{2\pi K_{gain} \Delta x} \ln \left( \frac{r_1}{r} \right)$$

$$R_{cv} \text{ est définie par } R_{cv} = \frac{1}{2\pi h_{cv} \Delta x}$$

$h_{cv}$  : Le coefficient de transfert thermique par convection naturelle à l'intérieur du conduit est défini par :  $h_{cv} = \frac{Nu_r K_{cv}}{D_h}$

Le nombre de **Nusselt** dépend du nombre de **Reynolds**, nous avons rassemblé les corrélations définissant le transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire et pour le régime turbulent dans les tableaux III.1 et III.2 (**Annexe 1**).

Soit  $R_{tot}$  la résistance thermique totale par unité de longueur.

Avec :

$$R_{tot} = \frac{1}{2\pi K_{sol}\Delta x} \ln\left(\frac{r_{sol}}{r_1}\right) + \frac{1}{2\pi K_{gaine}\Delta x} \ln\left(\frac{r_1}{r}\right) + \frac{1}{2\pi h_{cv}\Delta x}$$

Où :

$r$  : Rayon intérieur du tube enterré [m]

$r_1$  : Rayon extérieur du tube enterré [m]

$r_{sol}$  : Rayon de la couche adiabatique du sol [m]

$K_{gaine}$  : Conductivité thermique du tube enterré [ $w.m^{-1}.K^{-1}$ ]

$K_{sol}$  : Conductivité thermique du sol [ $w.m^{-1}.K^{-1}$ ]

$h_{cv}$  : Coefficient de convection de l'air [ $w.m^{-2}.K^{-1}$ ]

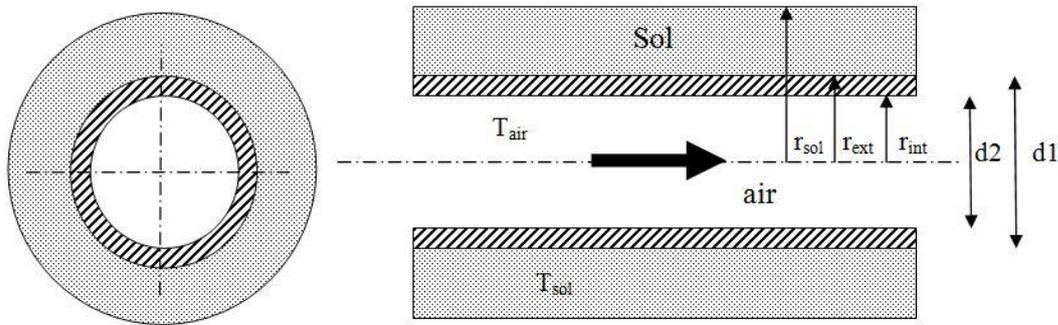


Figure III.4 Schéma descriptif de l'échangeur horizontal

D'après M. Maerefat[61] :

$$r_{sol} = r_1 + \delta$$

Avec :

$\delta$  : est l'épaisseur du sol qui détermine la couche adiabatique du sol.

Cette dernière, dépend de la diffusivité de sol et la fréquence du cycle de la température :

$$\delta = \sqrt{\frac{2\lambda_s}{\omega}} \quad \text{Où :} \quad \lambda_s = \frac{K_s}{\rho_s c_s}$$

Pour la variation quotidienne :  $\omega = \frac{2\pi}{day}$  .

Pour une variation annuelle :  $\omega = \frac{2\pi}{year}$  .

On considère le cas du transfert stationnaire :  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

$$\rho S \Delta x C_{p\_air} u \frac{\partial T}{\partial x} = \Delta x \frac{T_{sol} - T_{air}(x)}{R_{tot}} \quad (3.39)$$

$$\frac{1}{T_{air}(x) - T_{sol}} dT = -\frac{1}{\rho\pi r^2 C_{pair} u R_{tot}} dx$$

$$\ln(T_{air}(x) - T_{sol}) = -\frac{1}{\rho\pi r^2 C_{pair} u R_{tot}} x + c$$

Lorsque :  $x = 0 \Rightarrow T_{air}(x) = T_{entrée} \Rightarrow c = \ln(T_{entrée} - T_{sol})$

$T_{entrée}$  : Température de l'air à l'entrée de tube [K].

Donc:

$$\ln \left[ \frac{T_{air}(x) - T_{sol}}{T_{entrée} - T_{sol}} \right] = -\frac{1}{\rho\pi r^2 C_{p\ air} u R_{tot}} x$$

L'expression donnant la température d'un point quelconque de l'air dans l'entrée de tube :

$$T_{air}(x) = T_{sol} + (T_{entrée} - T_{sol}) \exp \left[ -\frac{1}{\rho\pi r^2 C_{p\ air} u R_{tot}} x \right] \quad (3.40)$$

### III. 5.2. Efficacité de l'échangeur :

L'efficacité décrit le rendement de l'échangeur enterré d'une longueur bien définie. Elle dépend de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur à une distance parcourue depuis son introduction, et de la température du sol. Son expression est donnée par l'expression :

$$\mathcal{E} = \frac{T_{sortie} - T_{entree}}{T_{sol} - T_{entrée}} \quad (3.41)$$

### III. 5.3. Température moyenne de l'air de la pièce $T_r$ :

Les figures III.5 et II.6 représentent les modèles physiques correspondant aux apports de chaleur.

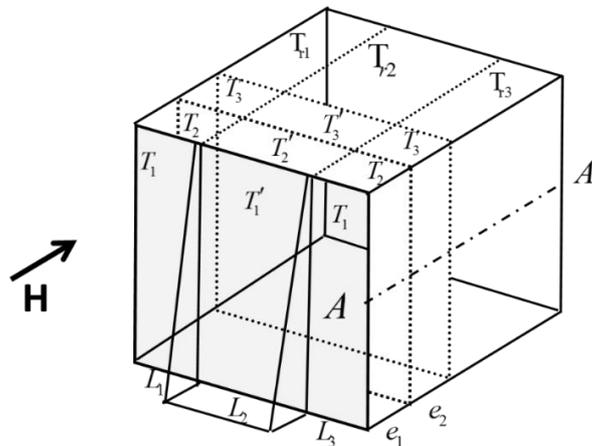


Figure III.5 : Modèle physique utilisé pour calculer l'apport de chaleur.

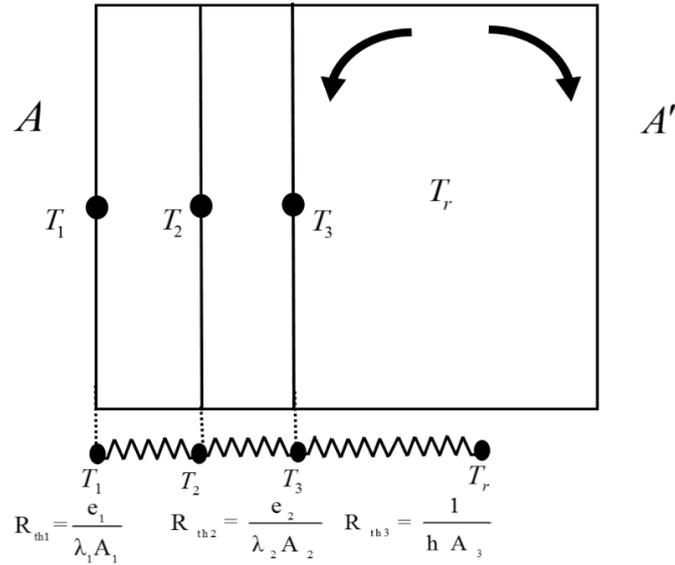


Figure III.6 : Coupe transversale du modèle physique utilisé.

On a :  $H_1 = H_2 = H_3$

$$\text{avec: } H_1 = \frac{T_1 - T_2}{R_{th1}} ; H_2 = \frac{T_2 - T_3}{R_{th2}} ; H_3 = \frac{T_3 - T_r}{R_{th3}}.$$

$$H_{tot} = \frac{T_1 - T_r}{R_{tot}}.$$

Aussi on a :

$$R_{th1} = \frac{e_1}{\lambda_1 A_1} ; R_{th2} = \frac{e_2}{\lambda_2 A_2} \text{ et } R_{th3} = \frac{1}{h_{air} A_3}.$$

$$R_{tot} = R_{th1} + R_{th2} + R_{th3}.$$

Donc :

$$H_{tot} = \frac{T_1 - T_r}{R_{th1} + R_{th2} + R_{th3}} = \frac{T_1 - T_r}{\frac{e_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{e_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{1}{h_{air} A_3}} \quad (3.42)$$

avec :  $A_1 = A_2 = A_3 = A$ .

Donc :

$$H_{tot} = \frac{T_1 - T_r}{\frac{1}{A} \left( \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_{air}} \right)} \Rightarrow \frac{H_{tot}}{A} = \frac{T_1 - T_r}{\left( \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_{air}} \right)} = H' \quad (3.43)$$

$H'$  Densité du flux de chaleur ( $\frac{\text{watt}}{\text{m}^2}$ ).

Donc :

$$T_r = T_1 - H' \left( \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_{air}} \right) \quad (3.44)$$

Pour les deux longueurs  $L_1$ , et  $L_3$  avec  $L_1 = L_3$

On aura :  $T_{r1} = T_{r3}$ .

Pour la longueur  $L_2$  la densité du flux de chaleur est influencé par l'émissivité de la vitre donc :

$$H'' = \varepsilon_v H' \Rightarrow T_{r2} = T_1 - \varepsilon_v H' \left( \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_{air}} \right).$$

Finalement on peut écrire

$$T_{rmoy} = \frac{T_{r1} + T_{r3} + T_{r2}}{3} = \frac{2T_{r1} + T_{r2}}{3} \quad (3.45)$$

### III.6. Résolution Numérique :

#### III.6. 1. Discrétisation des équations :

Les équations précédentes résoudraient par La méthode de Gauss Seidel (**Annexe2**) et ont été discrétisées et ordonnées par rapport aux températures comme suit :

- **Pour le vitrage :**

$$\frac{\rho_g V_g C p_g}{\Delta t} (T_g^{t+\Delta t}(j) - T_g^t(j)) = S_1 A_g + U_t A_g (T_a - T_g^t(j)) + h_g A_g (T_f^t(j) - T_g^t(j)) + h_{rwg} A_w (T_w^t(j) - T_g^t(j)) \quad (3.46)$$

- **Pour le fluide:**

$$\frac{\rho_f V_f C p_f}{\Delta t} (T_f^{t+\Delta t}(j) - T_f^t(j)) + q'' = h_g A_g (T_g^t(j) - T_f^t(j)) + h_w A_w (T_w^t(j) - T_f^t(j)) \quad (3.47)$$

- **Pour l'absorbeur:**

$$\frac{\rho_w V_w C p_w}{\Delta t} (T_w^{t+\Delta t}(j) - T_w^t(j)) = S_2 A_w + U_b A_w T_r + h_{rwg} A_w T_g^t(j) + h_w A_w T_f^t(j) - (h_w + h_{rwg} + U_b) A_w T_w^t(j) \quad (3.48)$$

#### III.6. 2. Condition de convergence :

Pour,  $K = 1$ , jusqu'à,  $K$  max, le système d'équation converge si :

$$|T^{(K+1)} - T^{(K)}| < \varepsilon$$

Ou bien :  $\frac{|T^{(K+1)} - T^{(K)}|}{T^{(K+1)}} < \varepsilon$

Avec :  $\varepsilon = 0.001$

III.6. 3. Algorithme de calcul théorique :

La figure III.7 donne l'algorithme relatif au programme de calcul.

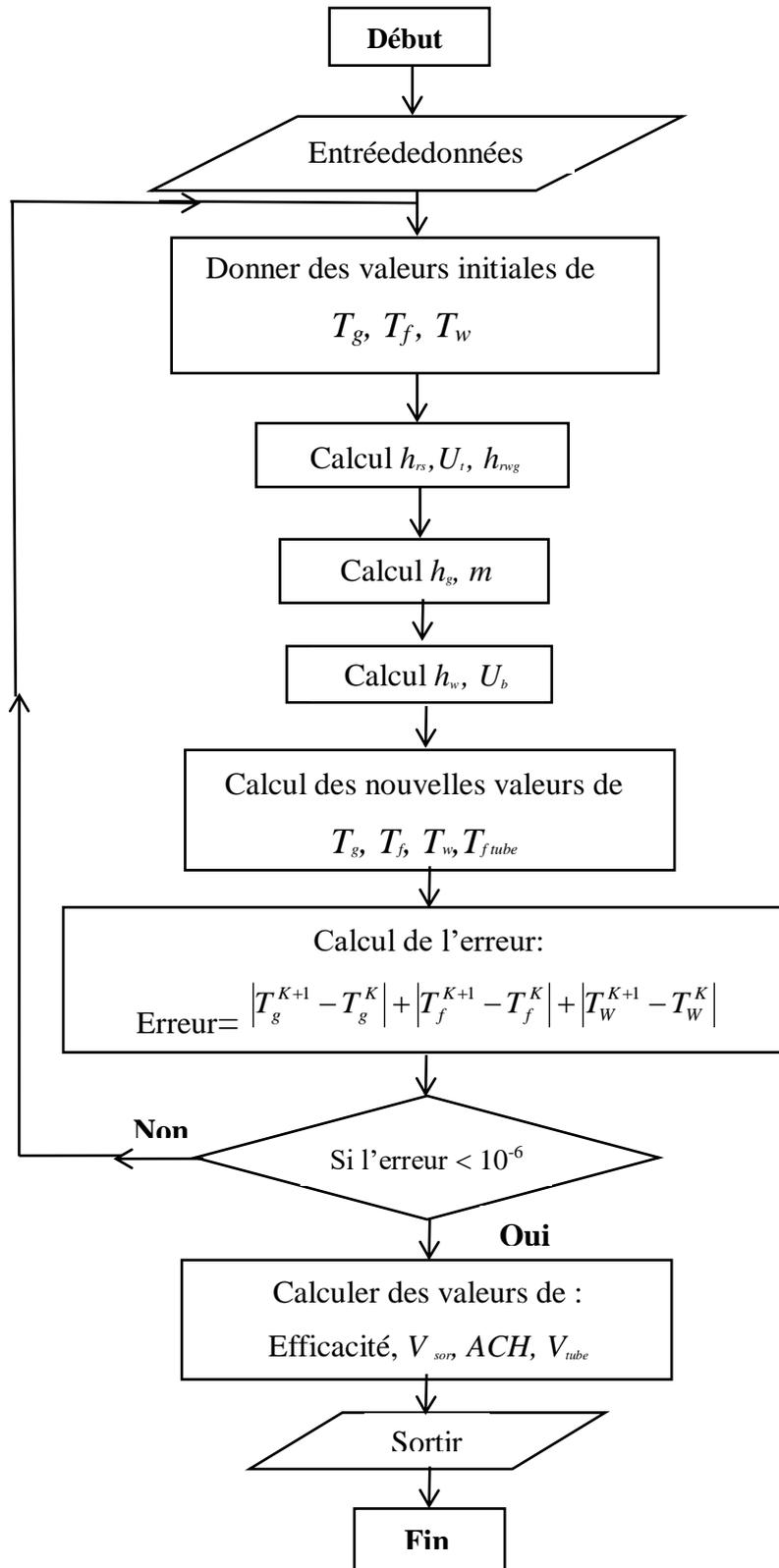


Figure III.7 : Algorithme de calcul théorique.

### **III.7. Simulations numériques sur CFD :**

Dans le but d'analyser les écoulements avec transfert de chaleur (vitesses d'écoulement, lignes de courant, isothermes et vecteurs vitesses) dans les cheminées solaires, 2 configurations de prototypes ont fait l'objet de cette étude. L'influence de certains paramètres sur l'établissement du régime d'écoulements a également été mise en évidence. A cet effet des simulations numériques ont été faites sur Ansys Fluent pour les 2 prototypes avec les conditions aux limites correspondantes.

#### **III.7.1. Equations générales**

Dans un processus de transfert de chaleur par convection, la résolution du problème passe d'abord par celle du phénomène du mouvement du fluide ; c'est pourquoi, le processus physique s'exprime du point de vue mathématique par un système d'équations différentielles qui comprend l'équation d'échange de chaleur superficiel (équation de Newton) et les équations relatives à l'écoulement (équations de continuité, de Navier-Stockes et d'énergie).

##### **III.7.1.1. Hypothèses simplificatrices :**

Pour la modélisation de l'écoulement, on va poser les hypothèses suivantes :

- 1- L'écoulement engendré est bidimensionnel et laminaire ;
- 2- Le fluide caloporteur est incompressible et newtonien ;
- 3- Les propriétés des milieux fluide et solide sont invariables ; par contre, la densité, dans le domaine fluide et dans les termes de forces volumique, varie linéairement avec la température, qui est régie par l'approximation de Boussinesq. Cette variation est donnée par l'expression suivante :

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

$\rho_0$  la valeur de densité constante.

$T_0$  La température de référence.

4. La dissipation visqueuse est négligeable.
5. La génération d'énergie interne est nulle.

##### **III.7.1.2. Les équations de Navier-Stockes :**

Les équations de Navier Stockes qui s'écrivent, dans le cas général, comme suit:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{3.49}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) + \rho F_x \quad (3.50)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) + \rho F_y \quad (3.51)$$

$F_x, F_y$  : représentent les projections du vecteur résultant des forces de surface (force de pesanteur).

### III.7.1.3. L'équation de l'énergie.

On déduit cette équation en se basant sur la loi de conservation de l'énergie pour le régime in stationnaire :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}\right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad (3.52)$$

### III.7.2. Prototype 1 et conditions aux limites correspondantes :

La figure III.8 montre la configuration géométrique relative au prototype 1 de cheminée solaire ainsi que les conditions aux limites correspondantes.

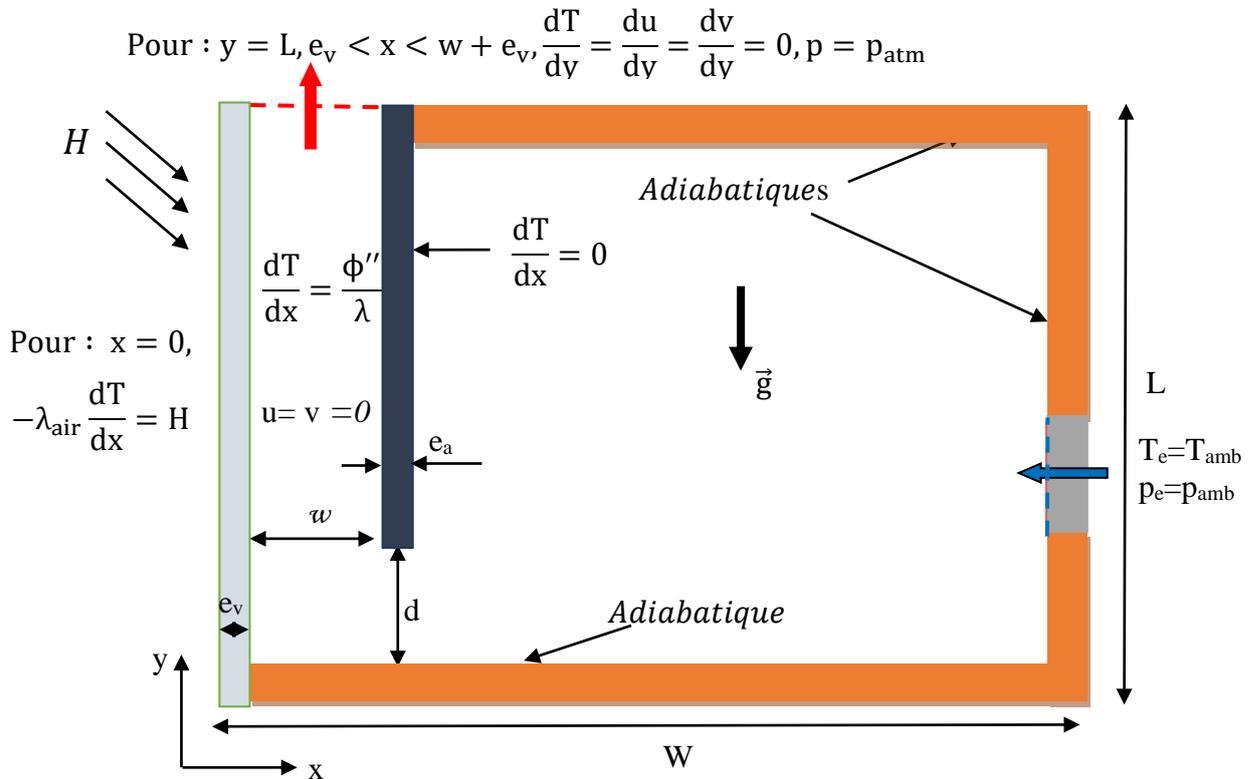


Figure III.8 : Configuration géométrique du prototype 1 et conditions aux limites correspondantes.

- Pour:  $x = 0, -\lambda_{\text{air}} \frac{dT}{dx} = H$
- Pour:  $x = e_v, -\lambda_{\text{verre}} \frac{dT}{dx} = \phi_1 = \tau H, u = v = 0$  . ( $\tau$  : Transmittivité)
- Pour:  $x = w + e_v, -\lambda_{\text{absorbeur}} \frac{dT}{dx} = \phi_2 = \phi_1$  (corps noir),  $u = v = 0$ )
- Pour:  $d < y < (L - d), x = w + e_v + e_a, \frac{dT}{dx} = 0$
- Pour :  $y = L, e_v < x < w + e_v, \frac{dT}{dy} = \frac{du}{dy} = \frac{dv}{dy} = 0, p = p_{\text{atm}}$

### III.7.2.1. Maillage relatif au prototype 1:

Pour une meilleure précision et stabilité, un maillage quadrilatéral structuré à multi bloc a été choisi Il est formé de lignes continues à travers le domaine, qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Après des tests de précision, un maillage de 45000 cellules a été adopté. La figure III.9 montre le maillage choisi.

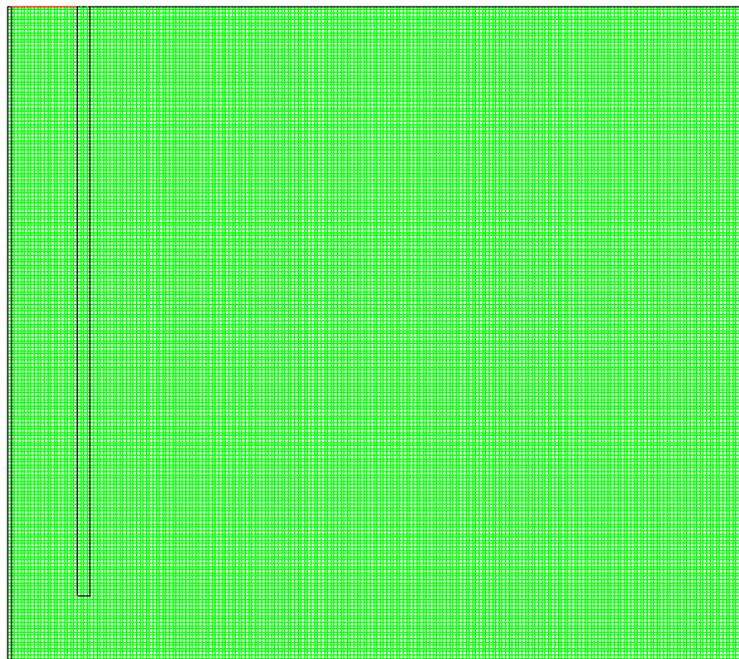


Figure III.9 : Maillage choisi pour le prototype 1de cheminée solaire.

### III.7.3. Prototype 2 et conditions aux limites correspondantes :

La figure III.10 illustre la configuration géométrique relative au prototype 2 de cheminée solaire. Les conditions aux limites correspondantes sont :

- Pour:  $x = 0, 0 < y < L, -\lambda_{\text{air}} \frac{dT}{dx} = H$
- Pour:  $x = e_v, -\lambda_{\text{verre}} \frac{dT}{dx} = \phi_1 = \tau H, u = v = 0$  . ( $\tau$  : Transmittivité)
- Pour:  $x = w + e_v, -\lambda_{\text{absorbeur}} \frac{dT}{dx} = \phi_2 = \phi_1$  (corps noir),  $u = v = 0$ )
- Pour:  $0 < y < L, x = w + e_v + e_a, \frac{dT}{dx} = 0$

➤ Pour :  $y = L, e_v < x < w + e_v, \frac{dT}{dy} = \frac{du}{dy} = \frac{dv}{dy} = 0, p = p_{atm}$

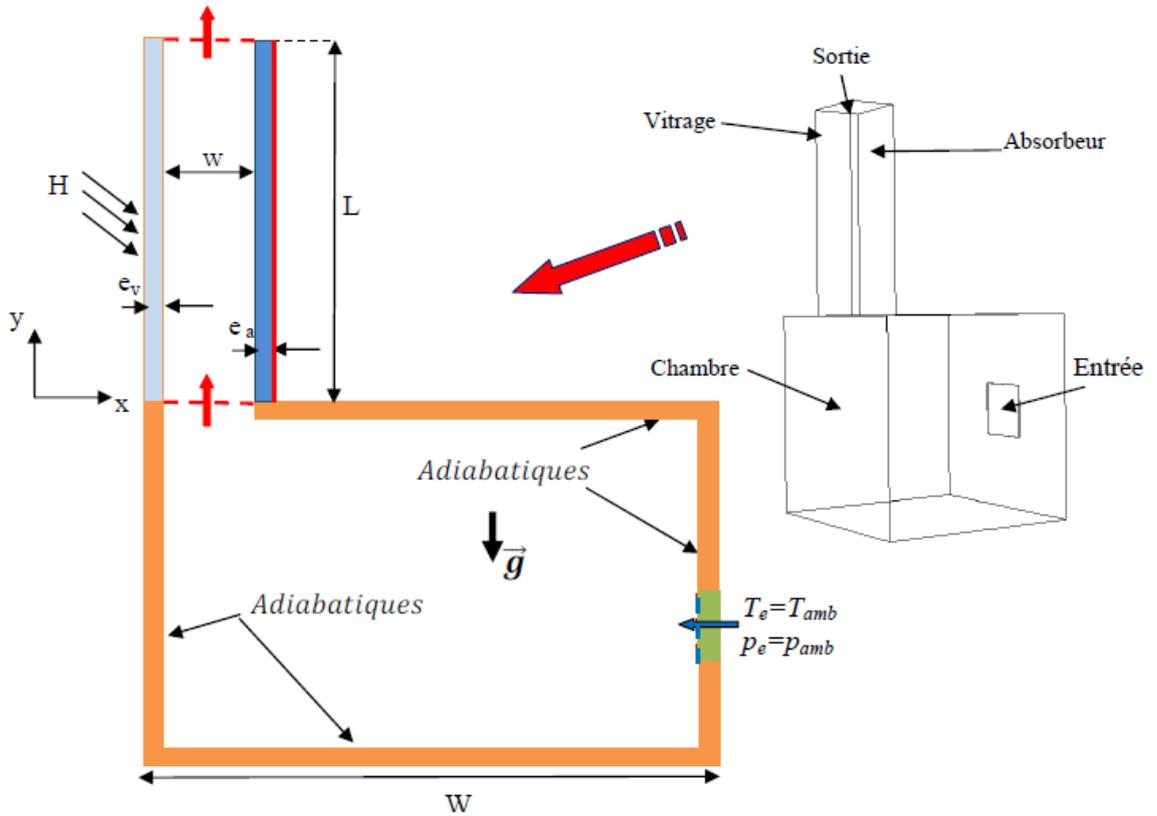
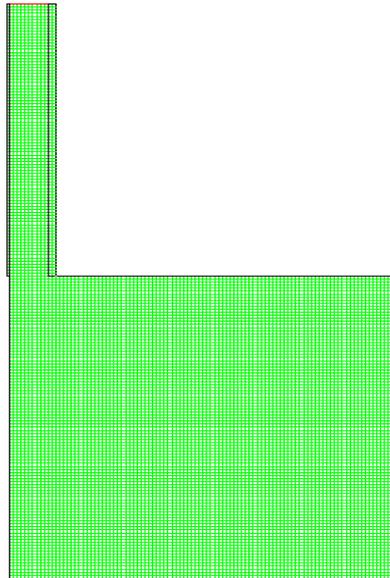


Figure III.10 : Configuration géométrique du prototype 2

### III.7.3.1. Maillage relatif au prototype 2:

Pour le prototype 2, un maillage quadrilatéral structuré à multi bloc formé de lignes continues à travers le domaine a été choisi. Après tests de précision, un maillage de 41170 cellules a été adopté. La figure III.11 illustre bien le maillage adopté.



**Figure III.11** : Maillage choisi pour le prototype 2de cheminée solaire.

#### **III.7.4 La convergence :**

L'algorithme SIMPLE est utilisé pour résoudre le couplage entre la pression et la vitesse dans les équations de continuité et de quantité de mouvement. L'équation d'énergie est résolue numériquement en utilisant le modèle de radiation **ROSSELOND**. Une solution numérique est prise convergée lorsque les résidus pour les différentes grandeurs physiques deviennent inférieurs à  $10^{-6}$ .

***Chapitre IV :***  
***Etude Expérimentale***

# Chapitre IV

## Etude Expérimentale

### **Sommaire :**

---

IV.1. Introduction :	96
IV.2. Description des différents prototypes expérimentaux utilisés.....	96
IV.2.1. Premier prototype.....	96
IV.2.2. Second prototype .....	98
IV.2.3. Troisième prototype.....	100
A. Composants du système hybride cheminé solaire- échangeur air-sol.....	101
B. Emplacement des sondes de mesure .....	103
IV.3. Instruments utilisés dans la collecte des données.....	104
IV.3.1. Le Pyranomètre .....	104
IV.3.2. Le Thermo-anémomètre.....	104
IV.3.3. Les Thermomètre.....	105
IV.3.4. Mesure de d'humidité .....	106
IV.3.5. Mesure de la pression .....	106
IV.3. 6. Les projecteurs.....	106
IV.4. Caractérisation des matériaux .....	107
IV.4.1. Le vitrage.....	107
IV.4.2. L'absorbeur.....	108
IV.4.3. L'isolation des parois.....	108
IV.5. Présentation des résultats expérimentaux et discussion.....	109
IV.5.1. Tests de reproductibilité des mesures expérimentales.....	109
IV.5.2 Résultats expérimentaux.....	112
IV. 6. Conclusion .....	120

## **Chapitre IV : Etude Expérimentale**

### **IV.1. Introduction :**

La partie expérimentale de ce travail de recherche a pour but d'accéder à des données, de les analyser et de dégager les lois de comportements. L'analyse détaillée du comportement thermique des composants d'un dispositif dans les conditions climatiques expérimentales doit permettre de comprendre les interactions entre les phénomènes thermo physiques significatifs dans un tel dispositif. L'air en circulation évacue, le flux thermique reçu par l'absorbeur à travers les différentes températures de la cheminée solaire pour transférer l'énergie thermique à partir du mur chaud vers le fluide, afin d'améliorer le confort thermique intérieur.

Pour atteindre ces objectifs, des essais expérimentaux ont été faits sur trois différents prototypes. Le premier prototype est une pièce avec une cheminée solaire montée sur son côté sud. Le second est la même pièce avec une cheminée montée sur son toit. Le troisième est constitué par la combinaison d'une cheminée solaire avec un échangeur de chaleur air- sol dit puits canadien dans le but d'assurer un bon rafraichissement de l'espace et un bon confort thermique.

### **IV.2. Description des différents prototypes expérimentaux utilisés :**

#### **IV.2.1. Premier prototype :**

Afin d'évaluer les flux thermiques et de tester les performances énergétiques de la cheminée solaire dans les conditions climatiques imposées, l'installation des différents dispositifs expérimentaux ainsi que les campagnes de mesure ont eu lieu Laboratoire de génie mécanique de l'université de Bordj Bou Arreridj. La figure IV.1 illustre le premier prototype expérimental.

Le prototype consiste en une chambre de 1m\*1m\*1m constituée de panneaux "B13". La cheminée solaire a été installée sur le mur du sud de cette pièce. L'air atmosphérique entre dans la pièce à travers une ouverture placée sur la partie inférieure de la pièce et dans la cheminée solaire. La cheminée se compose d'un mur absorbeur composé d'une feuille en acier de 1mm d'épaisseur, collée et peinte avec une peinture noire mat. Le côté de la cheminée est couvert par un panneau en verre d'épaisseur 3 mm (Figure IV.2). Les

## Chapitre IV : Etude Expérimentale

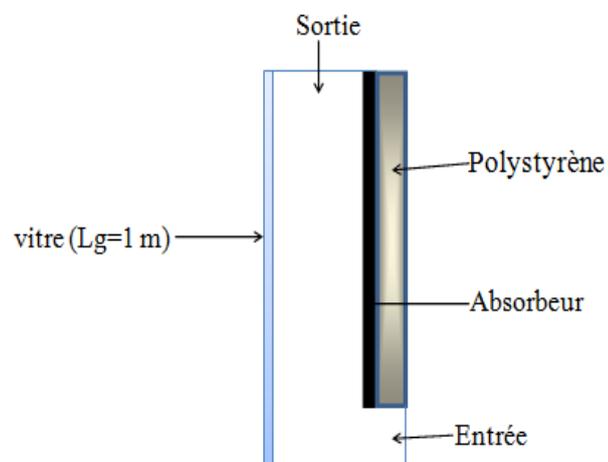
dimensions de la cheminée solaire sont : 1 m de longueur, 0.45 m de largeur avec trois épaisseurs d'entrée (lame d'air), à savoir : 10 cm, 20 cm et 30 cm.

Les caractéristiques des différents éléments constitutifs de la cheminée solaire sont :

- Murs extérieurs : plaque de plâtre (Epaisseur 0,013 m) ;
- Vitrage: vitrage (Epaisseur 0,003 m) ;
- Absorbeur: tôle métallique de conductivité de 45 W/m. K et d'épaisseur (0,0015 m) ;
- Isolant: Polystyrène expansé (EPS) de conductivité nominale de 0.045W/m.K (0,050 m) ;



**Figure IV.1 :** Photo montrant la cheminée solaire expérimentale.

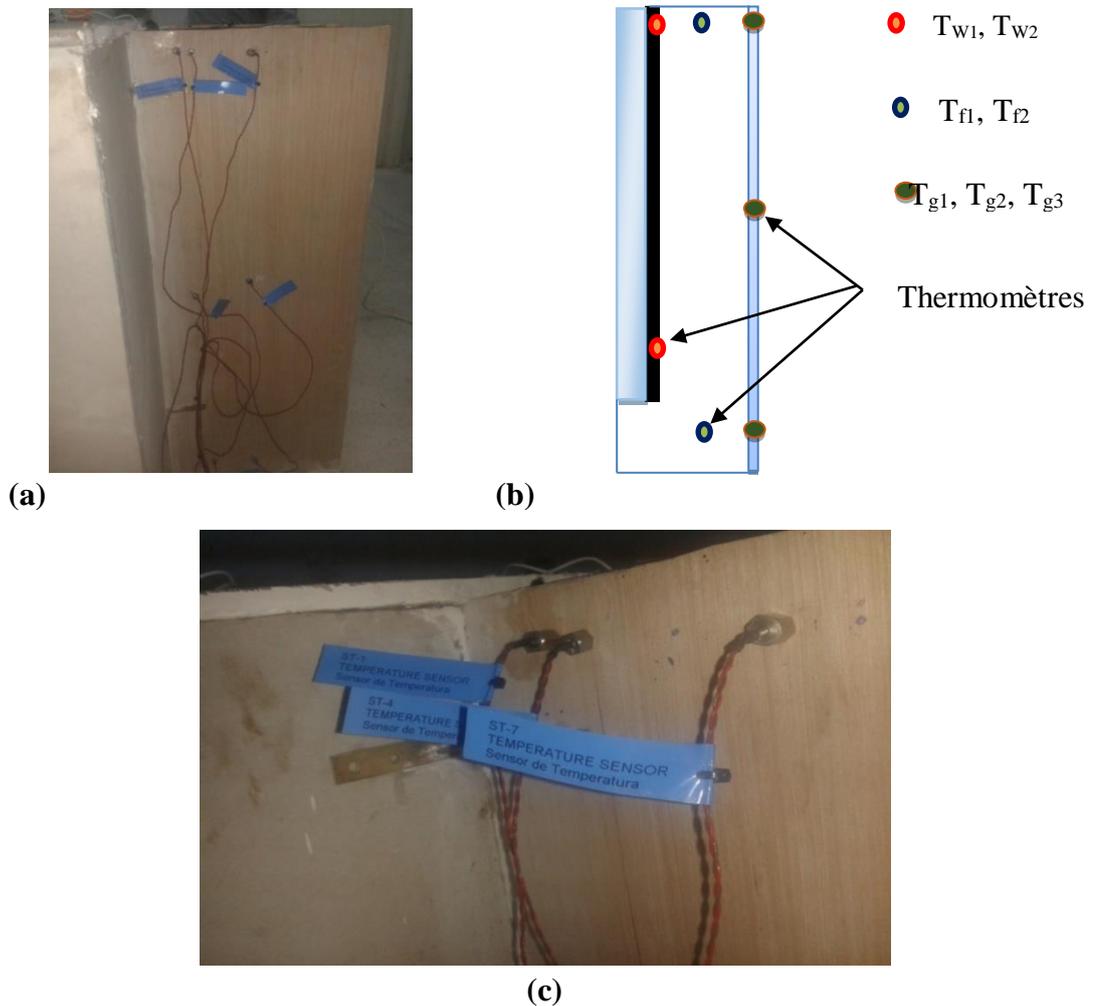


**Figure IV.2 :** Coupe verticale de la cheminée solaire.

**A. Emplacement des sondes de mesure :**

12 thermomètres de type K ont été installés sur le canal cheminée solaire pour la mesure des différentes températures. La figure IV.3 montre l'emplacement des thermomètres à différentes positions de la cheminée.

Une sonde de rayonnement globale est mise en place à l'extérieur. Trois thermomètres sont installés sur le vitrage, deux dans le canal d'air (à l'entrée et à sortie) et trois sur le mur absorbeur. La vitesse d'écoulement de l'air dans la cheminée est mesurée par un anémomètre installé à la sortie.



**Figure (IV.3 a, b et c) : Emplacement des sondes de mesure de la température sur la cheminée.**

**IV.2.2. Second prototype :**

Le dispositif expérimental relatif au second prototype est constitué d'une pièce identique au premier prototype, ayant une forme cubique de 1m d'arrête avec une ouverture

réalisée sur le toit de 0.35m de largeur et 0.25m d'épaisseur où est placée la cheminée qui a les mêmes dimensions que cette ouverture (0.35m de largeur et 0.25m d'épaisseur) avec une hauteur de 0.70 m.

La cheminée est une boîte en d'aluminium couverte à l'extérieur par des plaques de résine pour permettre d'isoler thermiquement la cheminée. Elle est placée sur le toit de la chambre à l'aide de deux rails métalliques et tourne sur un axe pour permettre de changer l'angle d'inclinaison.

La cheminée est constituée d'une plaque plane en aluminium (absorbeur) de largeur (0.35m) et une longueur de (0.70m) peinte en noire mate pour absorber le rayonnement solaire. Elle est recouverte d'une plaque en verre d'épaisseur de 0.003m placée en avant, qui peuvent prendre des valeurs de (25 cm), (15cm) et (10cm) pour changer l'épaisseur de la lame d'air (figure IV.4).

Les côtés latéraux ainsi que la partie inférieure sont isolés thermiquement par de la laine de verre d'épaisseur 30 mm.



**Figure (IV.4):** Cheminée Solaire en Position Verticale.

Le coffre de la cheminée renferme les différents éléments actifs. Il assure une protection efficace aux agents atmosphériques. Il est construit d'une ossature en profilée d'aluminium recouvert à l'extérieur sur les trois faces (Est, Ouest et Nord) de la cheminée par des

plaques de résine et isolé par des couches de laine de verre d'épaisseur 3 cm pour assurer l'isolation thermique de cheminée.

La plaque d'aluminium qui joue le rôle d'absorbeur est fixée au fond du coffre (nord). Le vitrage est fixée sur la surface frontale du coffre (SUD). Son mode de fixation est réglable pour assure un changement d'épaisseur de la lame : 25cm, 15cm et 10 cm (Figure IV.5).



**Figure (IV.5):** Cheminée solaire de toit.

### **IV.2.3. Troisième prototype :**

Le système hybride est un système naturel indépendant de tout besoin énergétique, se base sur la convection naturelle. Il est composé d'une cheminée solaire qui remplace les VMC (la ventilation mécanique consommatrice d'énergie) et un puits canadien, ce dernier est un échangeur air-sol fonctionnant par la géothermie, les tubes en contact avec le sol froid sa température est d'environ 15C° qui est pratiquement stable toute l'année.

En été, la température ambiante est supérieure à la température de sol. L'air de l'extérieur qui passe dans les tubes se refroidit. L'air chaud cède son énergie au sol froid et se refroidit par conséquent, il circule par la suite dans la maison (la chambre).

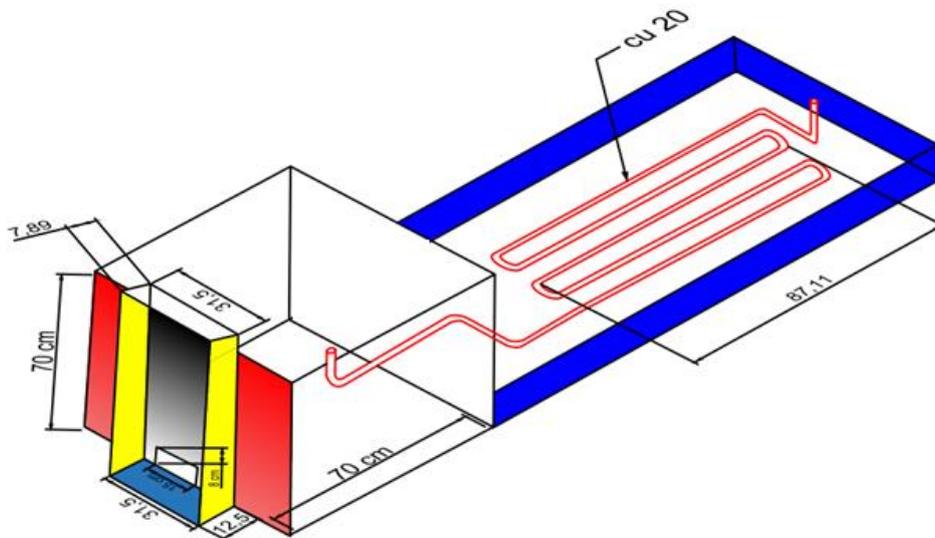
Le rôle de la cheminée solaire est de créer le tirage de l'air. Le rayonnement solaire incident atteint la surface du vitrage. Une grande partie de ce rayonnement solaire traverse le vitrage et est absorbée par la surface de l'absorbeur.

Celui-ci émet à son retour un rayonnement infrarouge à l'intérieur de la cheminée. Cette énergie créera une différence de température entre l'absorbeur et le vitrage. L'air entrant dans la cheminée, réchauffé par l'énergie solaire, sa densité diminue. L'air chaud est évacué par l'ouverture supérieure et remplacé par l'air froid entré par l'ouverture inférieure. Ainsi, la différence de la température crée un mouvement d'air ascendant appelé : tirage naturel ou ventilation naturelle.

Le troisième prototype réalisé est composé d'une chambre avec une cheminée solaire montée sur le mur de sud combinée avec un bassin en acier inoxydable d'une dimension (1m×0.66m×0.13m) où se passent des conduits de cuivre immergés dans l'eau de température fixe 15 °C (remplace l'échangeur air –sol), il est étanche et entouré par une enveloppe en bois compressé MDF (medium density fiberboard).

L'air ambiant s'écoule à travers un tube en plastique de 35mm de diamètre et s'écoule dans l'échangeur en cuivre pour se diriger vers la chambre à rafraîchir.

La configuration étudiée est représentée sur la figure IV.6 i- dessous.



**Figure IV.6:** Schéma du système hybride : cheminée solaire et puits canadien.

### **C. Composants du système hybride cheminée solaire- échangeur air-sol :**

#### **➤ L'échangeur air-sol :**

L'échangeur utilisé dans l'expérience est un échangeur avec serpentin en cuivre de diamètre 20mm et d'une longueur totale de 5.07 m. Le choix du cuivre est fait afin d'avoir un bon échange thermique ( $\lambda_{cu} = 380 \text{ w/m.K}$ ) avec l'eau glacée. Il est immergé dans l'eau

glacée afin de maintenir une température non perturbée au cours de l'expérience (figure IV.7).



**Figure IV.7** : Photo de l'échangeur de chaleur air-sol.

➤ **La chambre :**

Il s'agit d'une pièce cubique de (volume total =  $0,246 \text{ m}^3$ ). Elle a une ouverture de diamètre  $0,04 \text{ m}$  au-dessous permettant l'entrée de d'air provenant de l'échangeur. La pièce est isolée thermiquement de tous les côtés par du polystyrène compressé d'épaisseur de  $0,04\text{m}$  pour minimiser au maximum les déperditions calorifiques avec le milieu ambiant (figure IV.8).

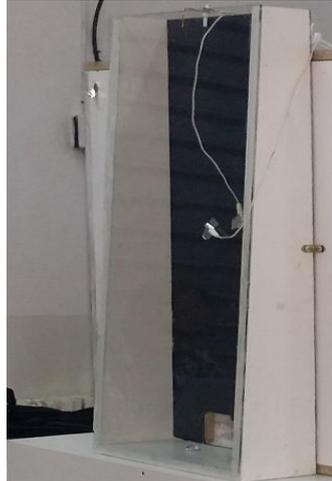


**Figure IV.8** : Chambre à rafraichir.

La chambre est dotée d'une ouverture rectangulaire  $0,15\text{m} \times 0,08\text{m}$  au milieu bas, sur la paroi verticale destinée à passer de l'air avec la cheminée solaire qui se pose en face (les deux ouvertures sont posées l'une en face de l'autre).

➤ **La cheminée solaire :**

La cheminée est constituée d'une plaque plane de dimensions  $0,35\text{m} \times 0,80$ . La plaque en inox et peinte en noir mat pour absorber le rayonnement solaire (absorbeur) m. En face une plaque en verre transparente d'épaisseur de  $0,003\text{m}$  placée en avant et sert à capter le rayonnement solaire.

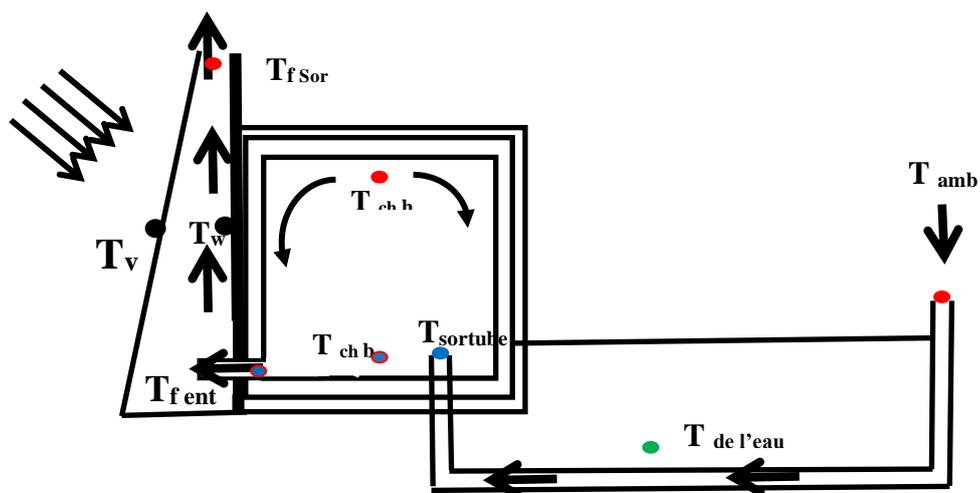


**Figure IV.9 :** Vue montrant la cheminée solaire.

**D. Emplacement des sondes de mesure :**

Les mesures des températures ont été effectuées à l'aide de sondes de température avec un afficheur numérique dans plusieurs endroits présélectionnés du système hybride.

Neuf (09) Sondes de température ont été placées sur le système, réparties comme le montre la figure IV.10.



**Figure IV.10 :** Répartition des thermocouples dans le dispositif expérimental hybride.

**IV.3. Instruments utilisés dans la collecte des données :**

**IV.3.1. Le Pyranomètre**

Les mesures de flux imposé ont été effectuées avec la sonde de rayonnement global ST-1307 standard Taiwan. Ces sondes ont une plage de mesure de 0 à 1999 W/m<sup>2</sup>. La lecture des résultats est directe sur l'écran de l'appareil (figure IV.11).



**Figure IV.11 :** Sondes de rayonnement global.

**IV.3.2. Le Thermo-anémomètre**

La vitesse d'écoulement de l'air entre la vitre et la paroi absorbante a été mesurée à l'aide d'un anémomètre de type CR2032. Sa plage de mesure varie entre 0 à 30 m/s, la résolution maximale est 0,2 m/s, la température d'utilisation varie entre 0 et 45°C avec une précision de  $\pm 2,0\%$  de la plage de mesure (figure IV.12).



**Figure IV.12:** Thermo-anémomètre.

### IV.3.3. Les Thermocouples:

#### A. Console Electronique (TXC/CLB)

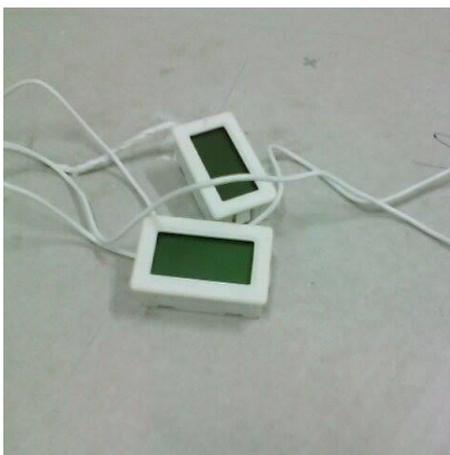
La température du vitrage, du milieu de la cheminée et de la surface de l'absorbeur a été mesurée à l'aide d'une console électronique de type, TST/CB (figure IV.13).



**Figure IV.13:** TXC/CLB. Console électronique.

#### B. Thermomètre Digital

Les mesures de température ont été effectuées avec un thermomètre, à savoir, la sonde de température globale Digitale thermomètre. Cette sonde à une plage de mesure de -50 à 80 °C, les résolutions maximale 1( $\leq$ -20) et 0.1 ( $>$ -20) ; la précision est de  $\pm 2^{\circ}\text{C}$ . La lecture des résultats est directe sur l'écran de l'appareil (figure IV.14).



**Figure IV.14 :** Thermomètre Digital.

Pour plus de précision, on a mis un thermometre degital pour la prise des valeurs de temperature au niveau de l' absorbeur d'une marque RTD avec les référence PCE-T317 et une precision de 0.1 °C.

**IV.3.4. Mesure de d'humidité :**

La mesure de l'humidité s'est effectuée à l'aide d'un hygromètre de Marque **EBRO** type **EBI20** avec une précision de 0,1% (figure IV.15).



**Figure IV.15:** Hygromètre pour mesurer l'humidité.

**IV.3.5. Mesure de la pression :**

La mesure de la pression a été faite par un baromètre certifié de précision digitale de marque Druck DPI142 précision 0.001 mbar (figure IV.16).



**Figure IV.16 :** Baromètre digital marque DRUCK DPI142.

**IV.3. 6. Les projecteurs :**

Deux projecteurs halogènes de 1000 W ont été utilisés pour réaliser l'expérience dans le laboratoire afin de garantir un rayonnement de lumière fixé et bien ajusté (figure IV.17).



**Figure IV.17 :** Projecteurs halogènes de 1000W.

#### **IV.4.Caractérisation des matériaux :**

Les grandeurs caractéristiques du matériau au sein duquel les transferts se déroulent déterminent son comportement thermique. En considérant que les matériaux utilisés en construction sont très divers, il est donc souvent nécessaire de procéder à des mesures afin de caractériser un produit donné. C'est la démarche que nous avons adoptée.

Les propriétés mesurées sont utilisées comme données d'entrée pour les simulations numériques, afin de valider le modèle mathématique développé (chapitre III) en minimisant les erreurs dues aux incertitudes sur les propriétés des matériaux employés.

##### **IV.4.1. Le vitrage :**

La couverture transparente est utilisée pour le motif qu'elle permet de laisser passer le maximum de rayonnement solaire et d'éviter le refroidissement de l'absorbeur, en réduisant les phénomènes de convection de l'air et en créant l'effet de serre. Le matériau le plus utilisé est le verre.

Le vitrage est fixé sur le coffre de la cheminée. La transmission énergétique correspond au pourcentage du flux d'énergie solaire transmis directement à travers la vitre. Une partie du rayonnement solaire est réfléchi par les parois du vitrage, tandis qu'une autre partie est absorbée par celui-ci et transformée en chaleur induisant ainsi une augmentation de sa température.

La couverture a une fonction de protection de l'absorbeur mais elle joue également un rôle important dans le bilan thermique en réduisant les pertes de chaleur. Le tableau IV.1 donne les caractéristiques du vitrage utilisé.

**Tableau IV.1:**Caractéristiques du vitrage.

Désignation	Valeurs
Epaisseur	0.003 m
Densité	$\rho = 2515 \text{ kg/m}^3$
Chaleur massique	$C_p = 720 \text{ J/kg.K}$
Conductivité thermique	1.05 W/m.K
Coefficient d'absorption	$\alpha = 0.06$
Emissivité	$\varepsilon = 0.90$
Coefficient de transmission	$\tau = 0.85$

**IV.4.2. L'absorbeur :**

L'absorbeur est l'élément essentiel dans la cheminée solaire. Il doit absorber la plus grande partie du rayonnement solaire et de transmettre la chaleur produite vers l'air entrant avec un minimum de perte. Généralement, les absorbeurs sont réalisés par des métaux, présentant une bonne conductivité. Le tableau IV.2 regroupe les caractéristiques des métaux utilisés.

**Tableau IV.2:**Caractéristiques des différents matériaux utilisés pour l'absorbeur [93].

Matériau	Conductivité ( $\lambda$ ) W/m. K	Chaleur massique kJ/kg. K	Masse volumique kg/m <sup>3</sup>
<b>Acier</b>	45	0.473	7801
<b>AcierInox.</b>	52	0.711	7900
<b>Aluminium</b>	230	0.895	2700

**IV.4.3. L'isolation des parois :**

L'isolation thermique des parois de la cheminée permet de minimiser les déperditions thermiques par conduction. Parmi les isolants les plus utilisés, la laine de verre et les

mousses de polyuréthane. Leur épaisseur d'isolation varie de 3 à 8 cm. Le choix de l'isolant est basé sur sa résistance aux températures de fonctionnement (maximum de 120°C). Pour notre cas, on a utilisé la laine de verre et le polystyrène pour isoler les trois parois de notre cheminée (Est. Ouest. Nord), en raison de sa conductivité thermique faible. Le tableau IV.3 donne les caractéristiques des isolants utilisés.

**Tableau IV.3:Caractéristiques des isolants [93]**

<b>Désignation</b>	<b>Conductivité thermique(W/m.K)</b>	<b>Masse volumique (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Température maximale (°C)</b>
<b>Laine de verre</b>	0,050	70	150
<b>Polystyrène</b>	0,035	35	85
<b>Plâtre BA13</b>	0,250	825	.....

Au début de cette étude, nous avons fait une comparaison entre une pièce dotée d'une cheminée solaire sur son côté sud et une autre où la cheminée solaire est sur le toit. Par la suite, nous avons rajouté un échangeur air-sol au système pour voir la possibilité d'alimenter la cheminée solaire de ce nouveau système afin d'améliorer le rafraichissement thermique de la chambre considérée.

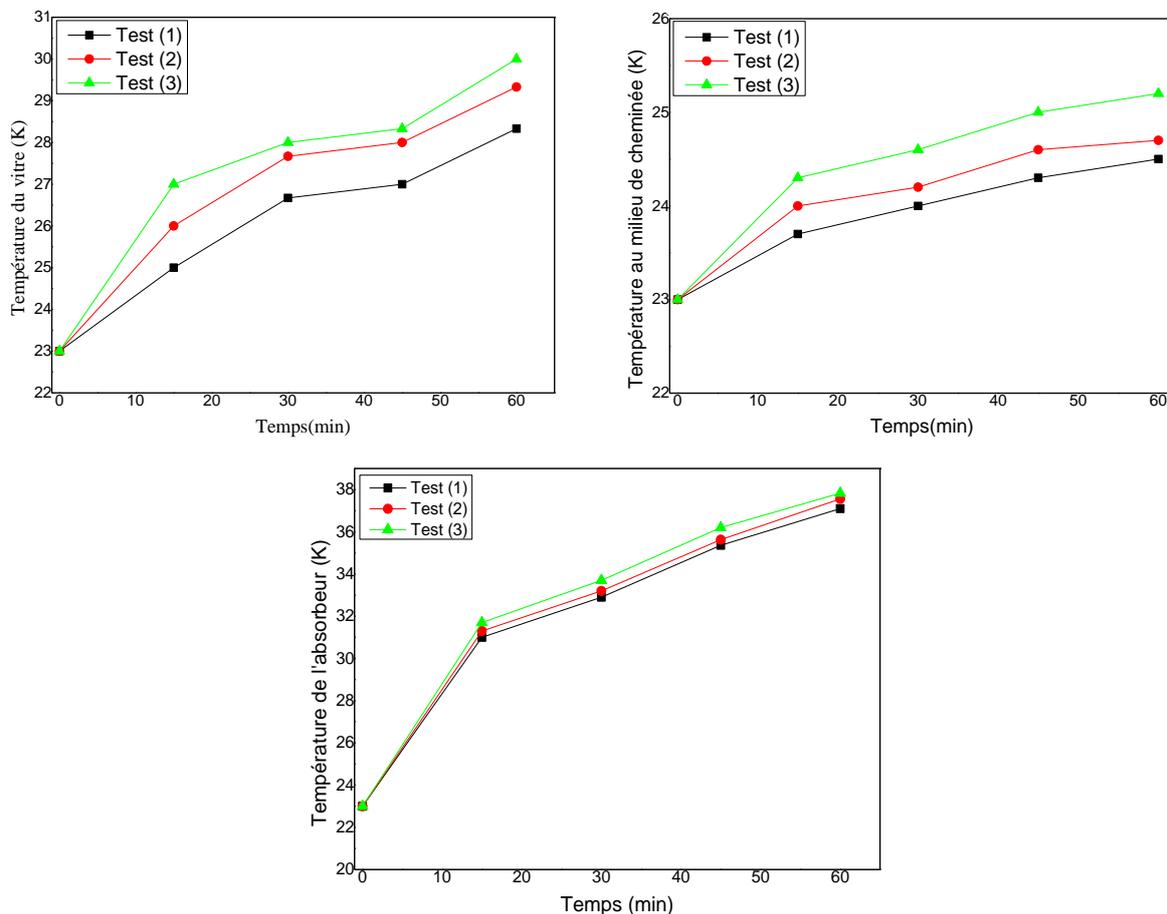
**IV.5. Présentation des résultats expérimentaux et discussion :**

Trois prototypes d'études ont été analysés : le prototype 1 correspond à l'emplacement de la cheminée sur le mur du sud de la chambre. Le prototype 2 correspond à l'emplacement de la cheminée sur le toit. Le prototype 3 est relatif au couplage de la cheminée solaire avec un échangeur de chaleur dans le but d'améliorer le rafraichissement thermique de la chambre considérée.

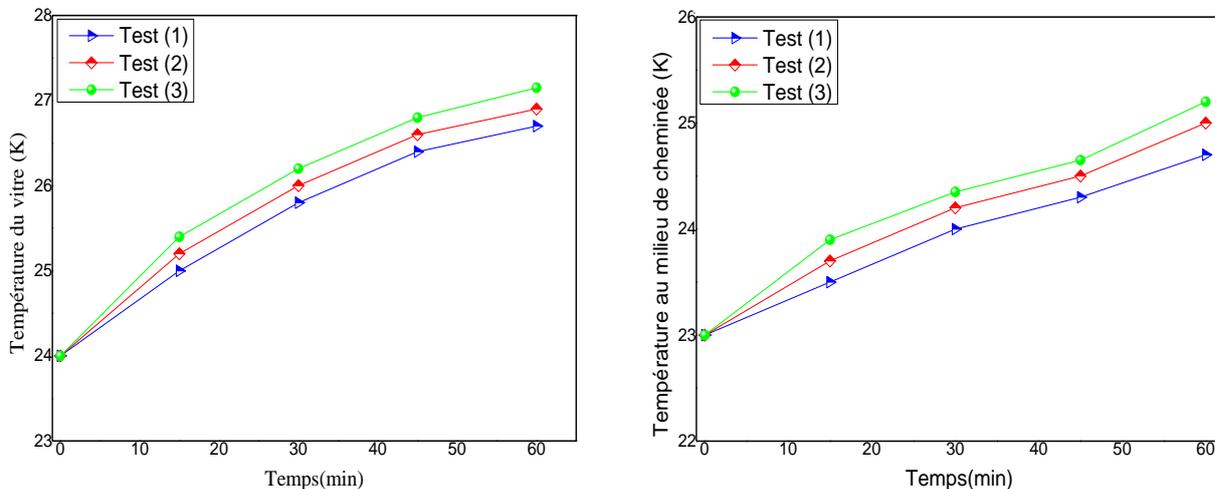
**IV.5.1. Tests de reproductibilité des mesures expérimentales :**

Avant de passer à la présentation des résultats expérimentaux et à leurs discussions on doit s'assurer d'abord de la validité des essais. A cet effet, 3 tests de reproductibilité de mesures ont été réalisés sur les trois prototypes expérimentaux. Ces tests sont relatifs aux distributions de température en fonction du temps, sur l'absorbeur, le milieu du canal cheminé et le vitrage.

Les figures IV.18, IV. 19 et IV. 20 montrent les résultats de ces différents essais. Notons que les tests ont été réalisés pour une durée d'une heure pour chaque test. On remarque le bon accord entre les différents tests avec un faible écart moyen de 1 à 2 °C pour les trois tests dû au stockage thermique dans les différents matériaux (vitrage et absorbeur).



**Figure IV.18 :** Evolution de la température du vitrage, au milieu de la cheminée et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure (1<sup>ier</sup> Prototypé).



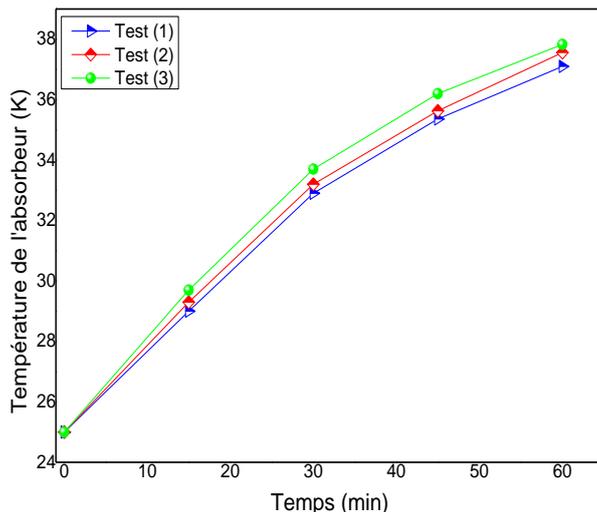


Figure IV.19 : Evolution de la température du vitrage, au milieu de la cheminée et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure(2<sup>ème</sup> Prototypé).

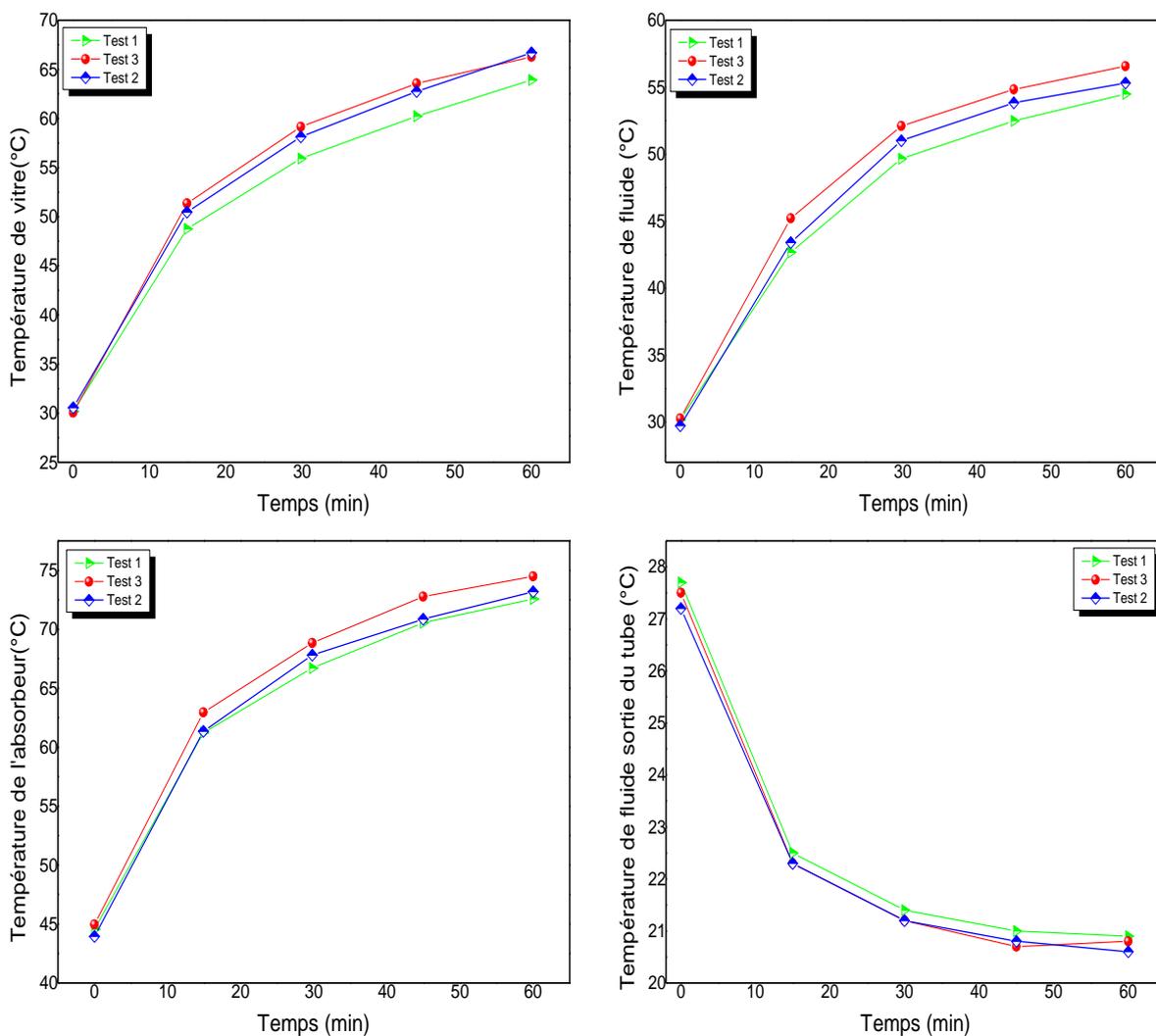
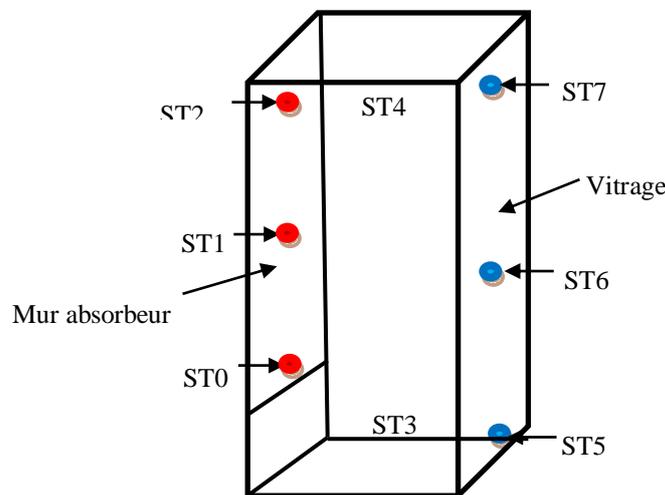


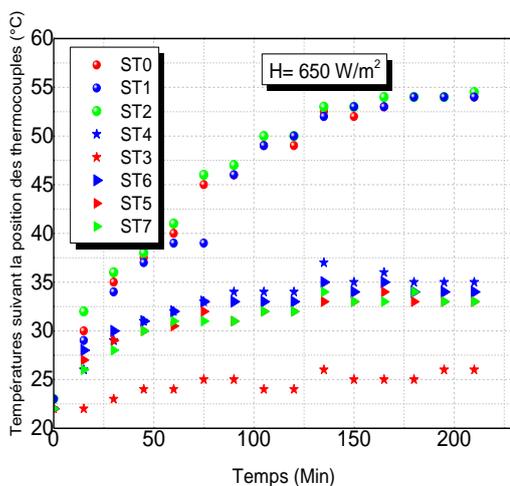
Figure IV.20 : Evolution de la température du vitrage, du fluide à l'entrée- sortie et de l'absorbeur pour trois tests réalisés pendant 1 heure(3<sup>ème</sup> Prototypé).

**IV.5.2 Résultats expérimentaux**

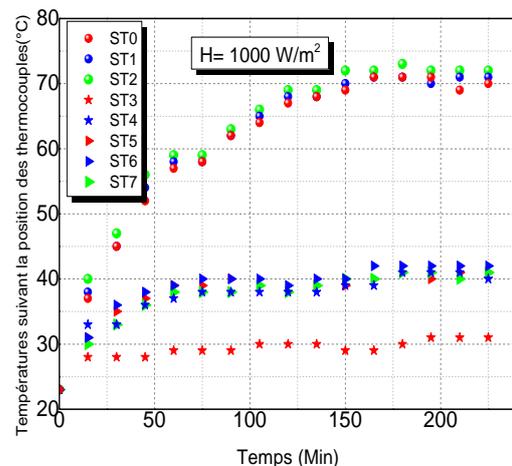
La figure IV.21 montre la disposition des thermomètres dans la cheminée solaire, les figures IV.22 et IV.23 montrent respectivement les distributions de températures mesurées par thermomètres au niveau du vitrage, de l'absorbeur et à l'entrée- sortie du canal cheminée pour les flux radiatifs de 650 et 1000  $\text{W/m}^2$ . Il est à noter que les écarts de températures le long des surfaces du vitrage et de l'absorbeur sont relativement faibles de l'ordre de 1 à 2°C sans doute à cause de la faible longueur du canal cheminée considéré. Ce qui justifie bien les hypothèses de travail sur lesquelles est basé le modèle mathématique (voir chapitre III). Nous verrons en détail l'influence de la longueur de ce canal cheminée sur le caractère spatio- temporelle de la distribution de températures lors du paragraphe dédié à la simulation numérique sur CFD.



**Figure IV.21 :** Emplacement des thermocouples sur le canal cheminée solaire.



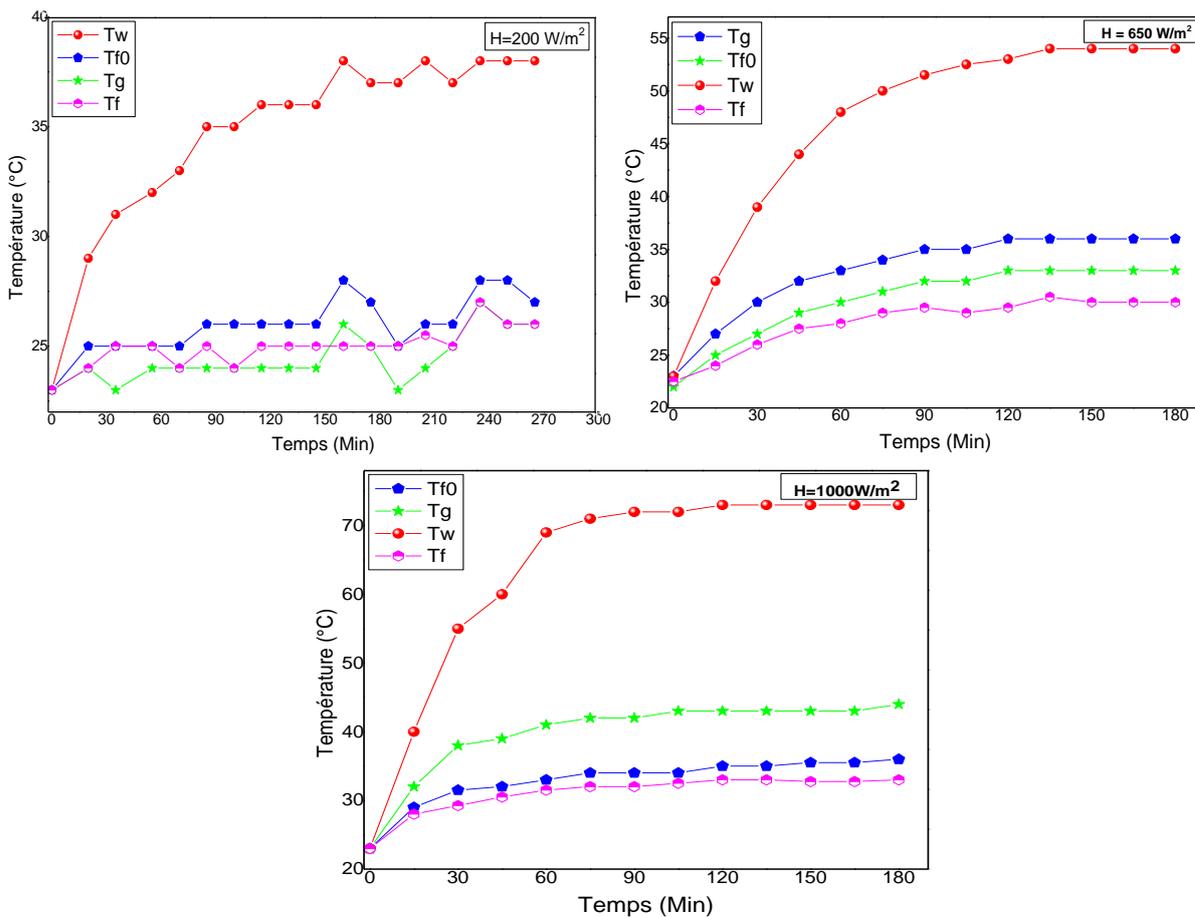
**Figure IV.22:** Evolution des températures mesurées pour  $H= 650 \text{ W/m}^2$ .



**Figure IV.23 :** Evolution des températures mesurées pour  $H= 1000 \text{ W/m}^2$ .

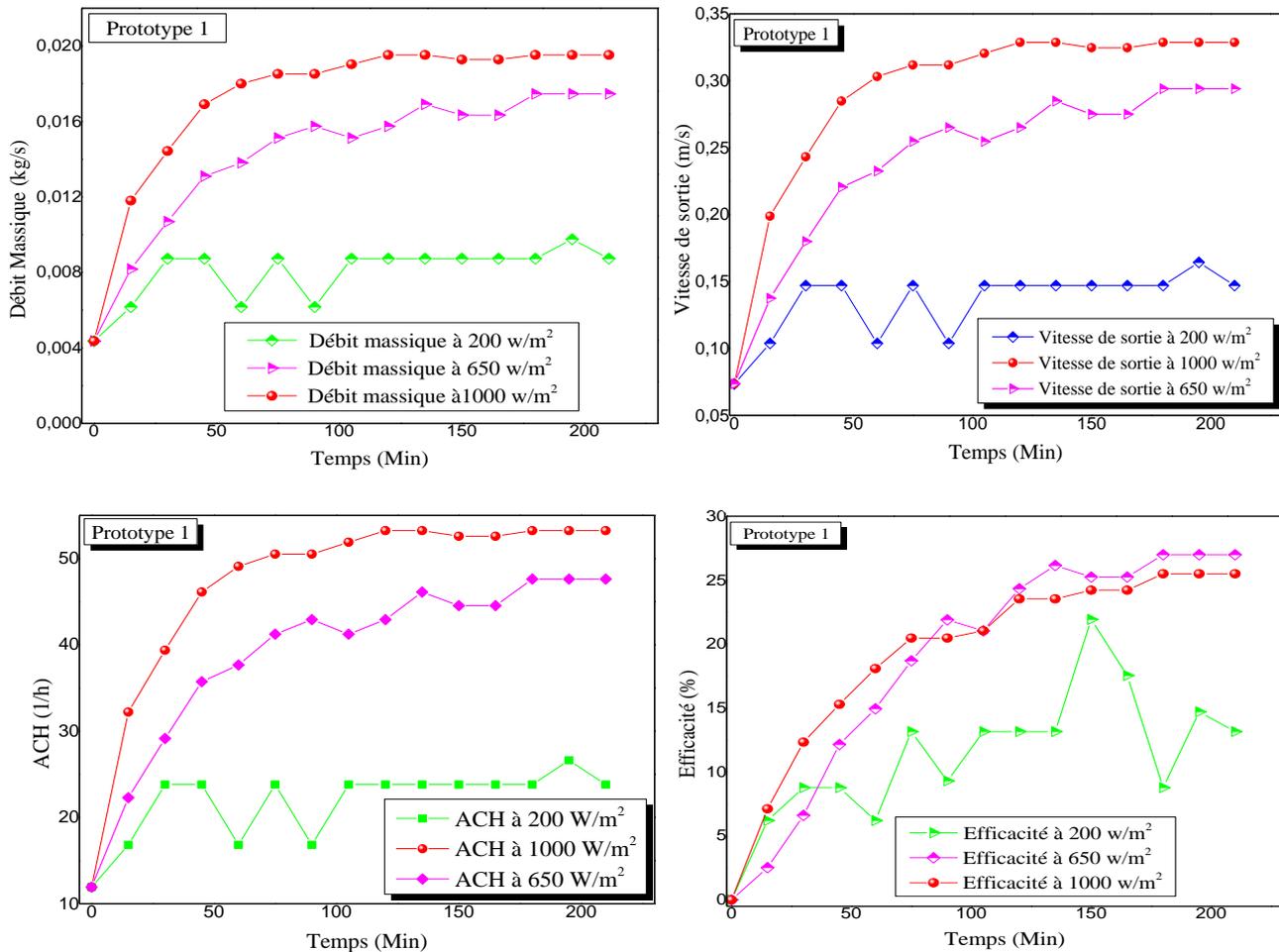
La figure IV.24 montre respectivement les distributions de températures moyennes des thermomètres placées sur le vitrage, l'absorbeur et le long du canal d'air dans le prototype 1.

On note à première vue que les profils de températures moyens commencent à s'établir à partir de la température ambiante jusqu'à avoir des valeurs maximales ensuite elles restent stables pendant le temps.



**Figure IV.24 :** Evolution des températures moyennes de la vitre, au milieu de cheminée et de l'absorbeur en fonction du temps  $H=200, 650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  pour le prototype 1.

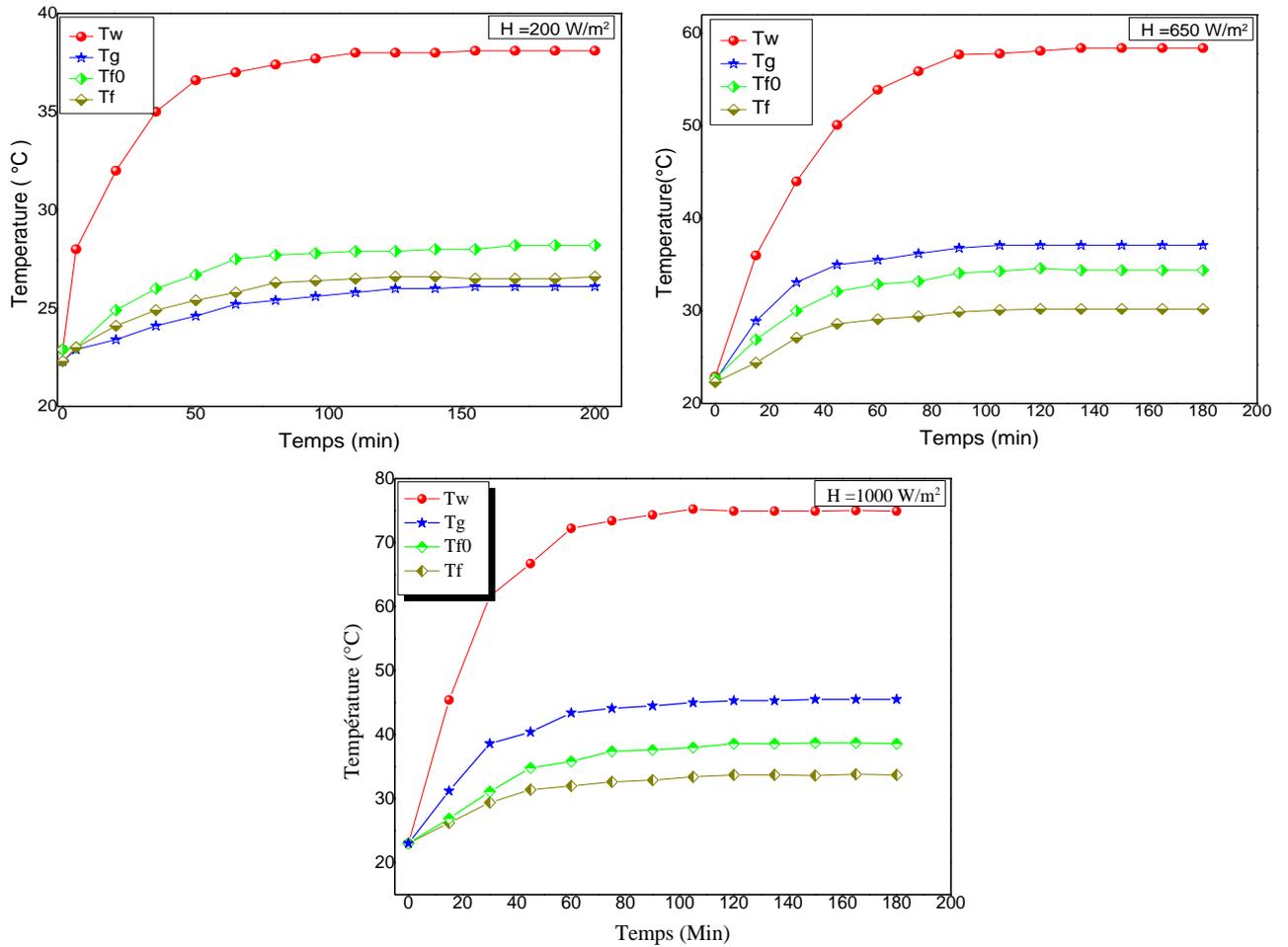
La figure IV.25 montre l'évolution du débit massique, de la vitesse de sortie, du taux de renouvellement d'air, ACH, et de l'efficacité en fonction du temps pour :  $H=200, 650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  et pour le prototype 1.



**Figure IV.25 :** Evolution du débit massique, de vitesse de sortie, de ACH et de l'efficacité en fonction du temps pour :  $H=200$ , 650 et  $1000 \text{ W/m}^2$  et pour le prototype 1.

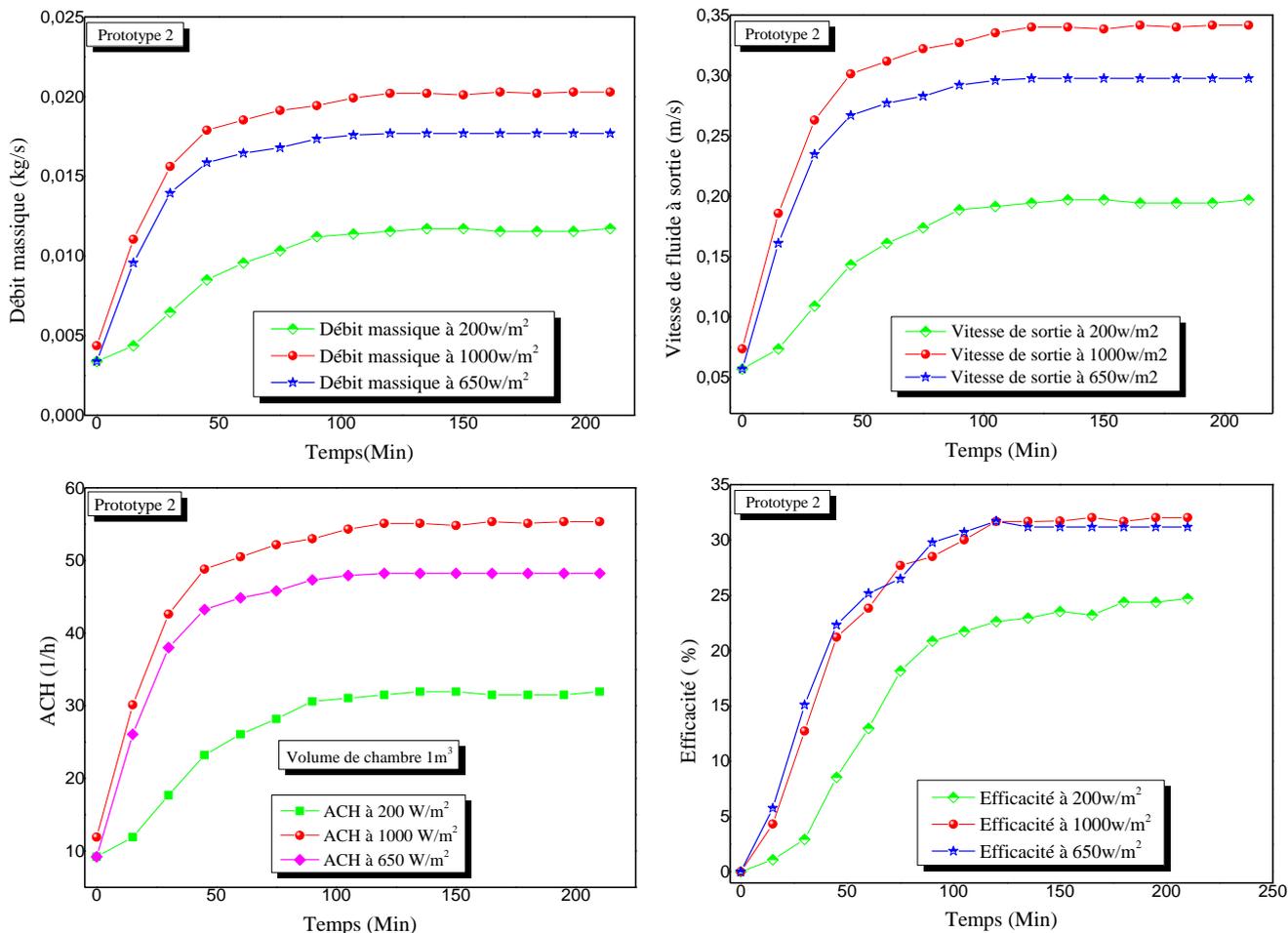
La figure IV .26 représente la variation des différentes températures (absorbeur, vitre, de la lame d'air et à la sortie de la cheminée) pour des intensités de flux constants égales à 200, 600 et  $1000 \text{ W/m}^2$  dans le prototype 2.

Dans la Figure, on observe une augmentation de l'ensemble des températures avec l'augmentation de l'intensité de flux imposé. Une augmentation des températures pour la période de 0 à 100 min, où la valeur maximale de la température de l'absorbeur ( $T_{\text{abs}}$ ) atteint est 347 K ( $74^\circ\text{C}$ ) à  $1000 \text{ W/m}^2$ , et celles de la vitre et de l'air à la sortie de la cheminée atteint respectivement 323K ( $50^\circ\text{C}$ ), et 317 K ( $44^\circ\text{C}$ ). En outre, les températures restent constantes après cette période, c'est la stabilisation en régime laminaire, cette période de stabilité est plus rapide que celle du premier prototype et plus stable avec une différence au niveau de la vitre et de l'air.



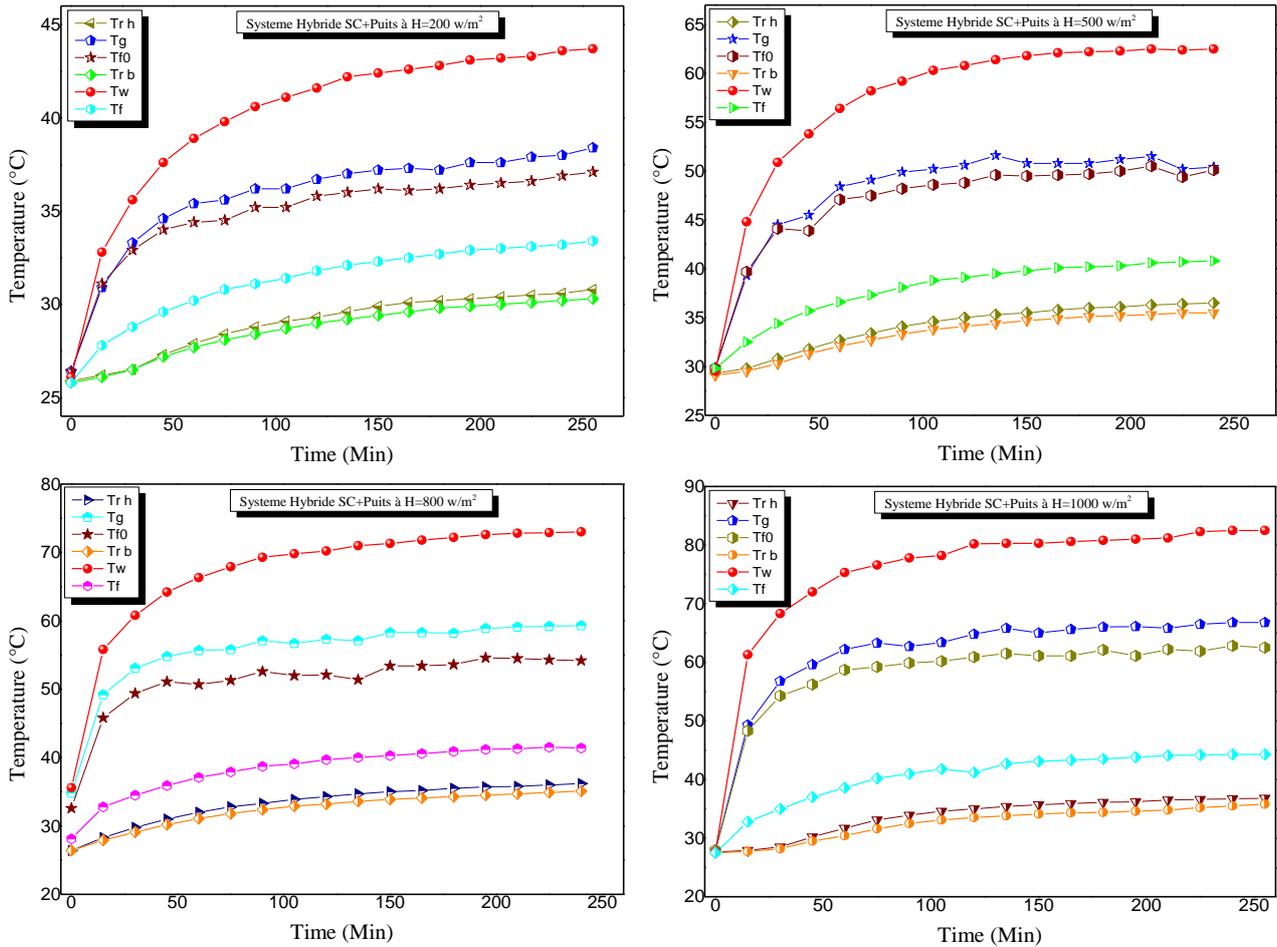
**Figure IV.26 :** Evolution des températures de vitre, de l'absorbeur et de fluide en fonction du temps pour  $H=200, 650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  pour le prototype 2.

La figure IV.27 montre l'évolution du débit massique, de la vitesse de sortie d'air, du taux de renouvellement d'air, ACH, et de l'efficacité en fonction du temps pour :  $H=200, 650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  pour le prototype 2 (cheminée sur le toit).



**Figure IV.27 :** Evolution de débit massique, vitesse de sortie, l'ACH et l'efficacité en fonction du temps pour  $H=200$ ,  $650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  pour le prototype 2.

La figure IV.28 montre 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 l'intensité de flux est importante, plus cet écart est important. La température du vitrage est un peu élevée pour les différents flux de chaleur où elle est influencée par le rayonnement des lampes. On observe que la température de la chambre côtés, haut et bas, suit presque le même profile avec une légère différence de (1 à 1,5°C).



**Figure IV.28 :** Evolution de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air pour le prototype 3 cheminée solaire avec puits.

La figure IV.29 montre la variation des températures ( $T_a, T_{sol}, T_{f0_{tube}}$ ) pour différentes intensités de flux en fonction du temps.

On note la diminution de la température  $T_{f0_{tube}}$  après 50 minutes puis elle se stabilise le reste du temps de l'expérience. Cette stabilité représente un rafraîchissement d'une moyenne de  $8^\circ$  à  $9^\circ$  par rapport à la température,  $T_a$ . Le rafraîchissement obtenu à partir de la température  $T_{sol}$  avec une différence de températures dans la moyenne est de  $5^\circ$  à  $6^\circ$  entre  $T_{f0_{tube}}$  et  $T_{sol}$  contrôlé expérimentalement.

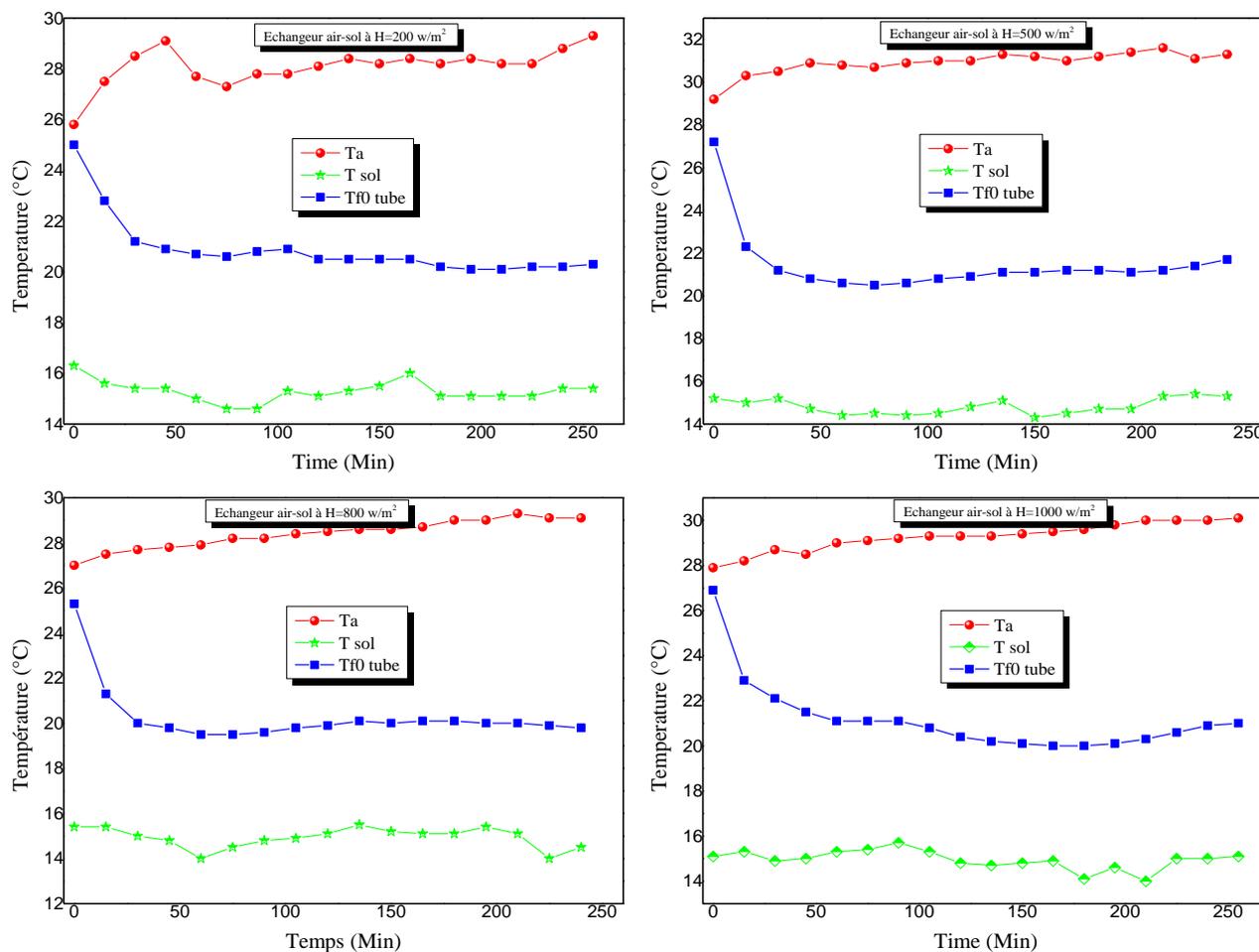


Figure IV.29 : Variation des températures du puits ( $T_a, T_{sol}, T_{f0_{tube}}$ ) en fonction du temps pour différentes intensités de flux.

La figure IV.30 montre l'évolution des températures ( $T_{chB}, T_{chH}$ ) de la chambre en fonction de différentes intensités de flux. On trouve que l'augmentation de l'intensité de flux influe sur la température de la chambre cette dernière à augmenter par un taux de 11% durant la variation de l'intensité de flux de 200W/m<sup>2</sup> et 1000W/m<sup>2</sup>.

Les températures de la chambre, sans puits, sont plus élevées que celle, avec puits, ce qui exprime l'influence du puits sur le rafraîchissement de la température.

On remarque que l'échangeur a un effet significatif sur les échanges thermiques où on remarque un abaissement de la température de l'air dans la pièce et augmentation des échanges thermique dans la cheminée.

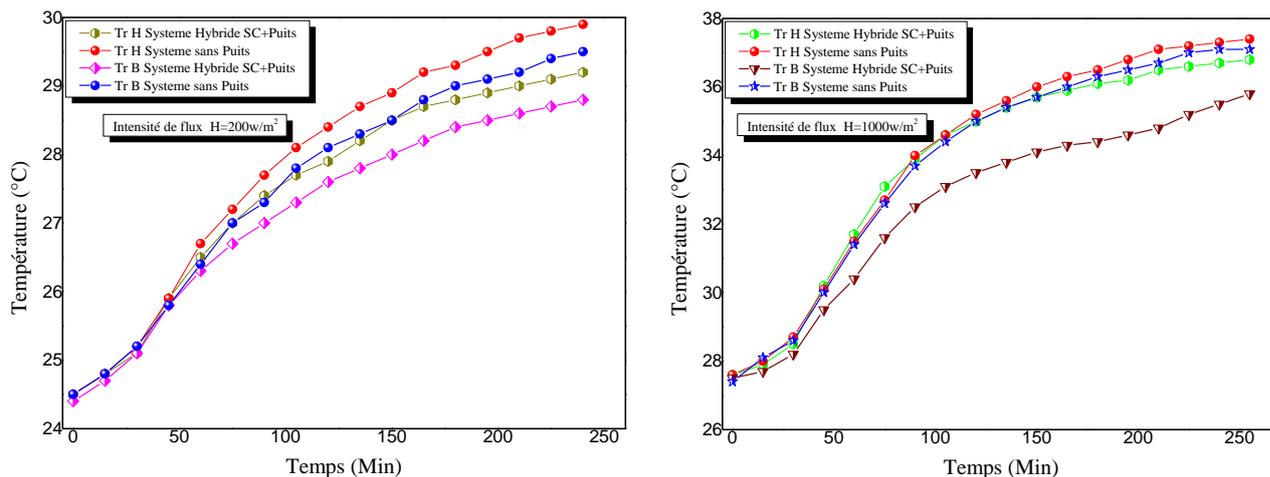


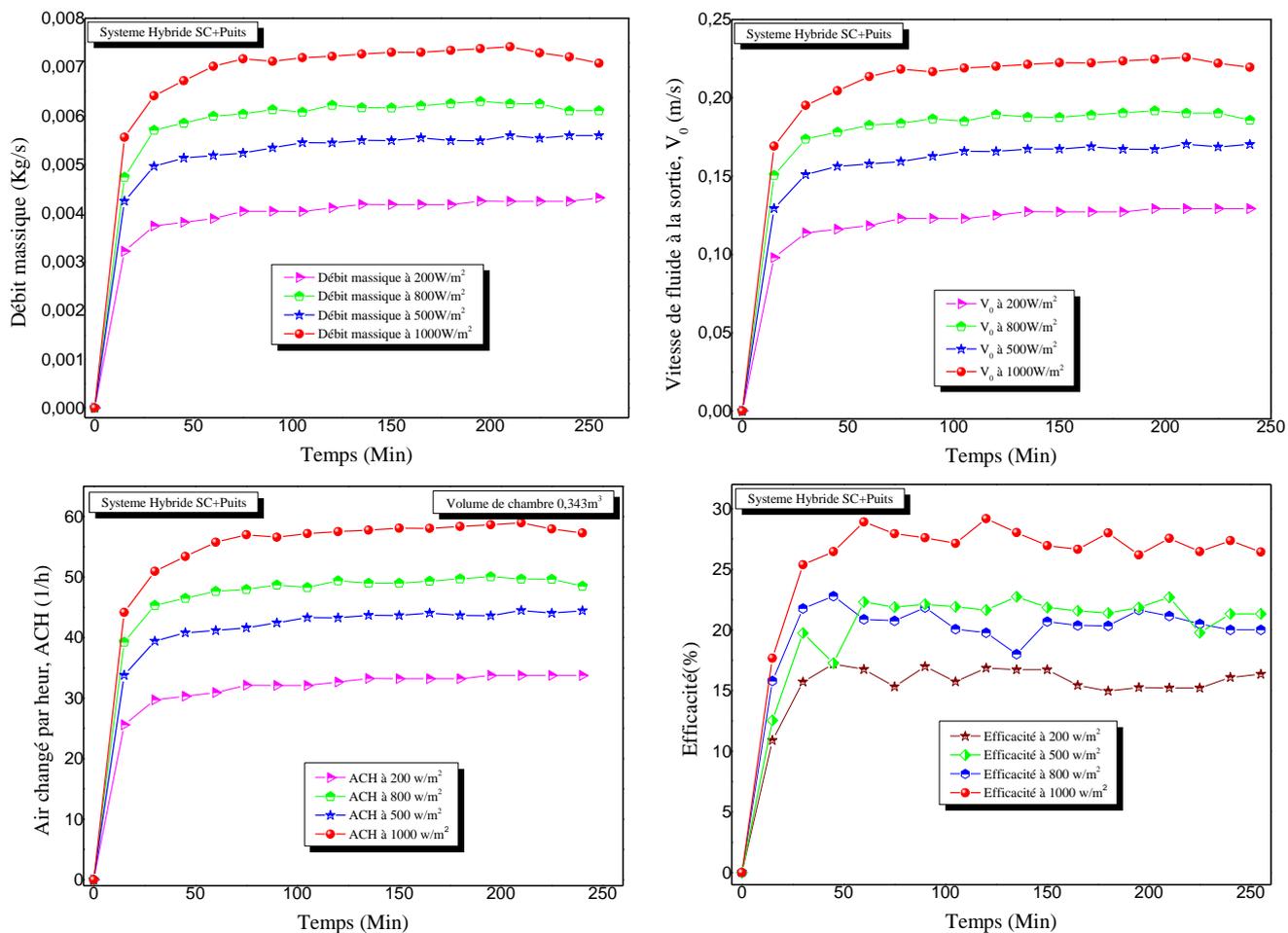
Figure IV.30 : Evolution des températures de la chambre bas  $T_{rB}$  et haut  $T_{rH}$  en fonction du temps pour différentes intensités de flux avec et sans puits.

Le système peut être amélioré par l'utilisation d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement naturel, afin de diminuer la température de l'air intérieure de quelques degrés.

D'après la figure IV.31, on remarque que le débit massique de l'air dans la cheminée augmente avec l'augmentation du rayonnement, ces figures ont la même allure et montre que l'augmentation de l'ACH est proportionnelle avec l'augmentation de l'intensité de flux, l'augmentation de ce dernier traduit par l'augmentation la vitesse d'écoulement.

On note que ces grandeurs prennent leurs valeurs maximales et se stabilisent après 50 minutes pour différents flux imposés. L'augmentation de l'efficacité est proportionnelle avec l'augmentation de l'intensité de flux, cette dernière atteint une valeur maximale de 30% après 50 minutes pour l'intensité de flux maximal imposé ( $1000W/m^2$ ).

La cheminée solaire a un effet important sur l'amélioration de la ventilation et l'augmentation du taux de renouvellement d'air. On peut conclure aussi que la vitesse de l'air à la sortie de la cheminée solaire augmente selon l'augmentation de l'intensité du rayonnement solaire. Cette élévation au niveau de la cheminée induit une augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air dans la pièce. Ce qui traduit l'efficacité du système considéré.



**Figure IV.31** : Evolution du débit massique, de la vitesse de sortie, de l'ACH et de l'efficacité en fonction du temps pour différentes intensités de flux dans le prototype 3 avec puits.

**IV. 6. Conclusion :**

Dans le cadre de ce chapitre on s'est intéressé à l'étude expérimentale de 3 prototypes expérimentaux de cheminées solaires. Après description des prototypes et des protocoles expérimentaux, des tests de reproductibilités des mesures expérimentales ont été effectuées. Ces tests ont montré que les mesures effectuées sont fiables. La validation du modèle mathématique utilisé par comparaison avec les mesures expérimentales sera développée au chapitre V.

*Chapitre V :*  
*Résultats Théoriques*  
*et Validation*

# Chapitre V

## Résultats théoriques et validation

Sommaire :

---

V. 1 Introduction.....	123
V.2. Présentation des résultats et discussions.....	123
V.2.1. Cheminée solaire simple (sans puits).....	123
V.2.1. 1. Résultats théoriques sur les distributions de températures, du flux de masse et de l'efficacité pour différentes intensités de flux .....	123
V.2.1.2. Comparaison de résultats.....	125
V.2.2. Système Hybride cheminée solaire avec échangeur air-sol.....	129
V.2.2.1. Distributions de températures dans la cheminée solaire.....	129
V.2.2.2. Evolution du débit massique et vitesse de sortie dans la cheminée.....	129
V.2.2.3. Evolution du taux de renouvellement d'air, ACH, et de l'efficacité dans la cheminée .....	130
V.2.2.4. Echangeur air-sol (Puits canadien) .....	131
V.2.2.4.1. Variation de la température du fluide dans le tube.....	131
V.2.2.4.2. Evolution de la vitesse de l'air dans le tube.....	132
V.2.2.4.3. Evolution de l'efficacité.....	133
V.3. Simulations numériques des écoulements dans les cheminées.....	134
V.3.1. Prototype 1.....	134
V.3.1.1. Influence de l'intensité de flux.....	134
V.3.1.2. Influence de la taille du vitrage et du mur absorbeur sur les écarts de températures.....	139
V.3.2. Prototype 2.....	139
V.4. Conclusion.....	144

## **Chapitre V : Résultats Théoriques et Validation**

### **V. 1 Introduction :**

Dans ce chapitre, on présentera les résultats théoriques issus de la résolution numérique des équations gouvernantes relatives au modèle mathématique développé au chapitre III. A cet effet, un programme de calcul en langage Fortran a été développé par utilisation d'une méthode itérative avec relaxation. Une comparaison avec des résultats expérimentaux sera également présentée. L'analyse des écoulements avec transfert de chaleur dans les cheminées solaires pour les différents prototypes expérimentaux sera réalisée sur la base de simulations numériques sur le logiciel Ansys Fluent. Deux cas seront ainsi examinés : le cas de cheminée solaire simple, c'est à dire sans rafraichissement, et le cas hybride correspondant au système cheminée solaire et puits.

### **V.2. Présentation des résultats et discussions :**

#### **V.2.1. Cheminée solaire simple (sans puits) :**

##### **V.2.1. 1. Résultats théoriques sur les distributions de températures, du flux de masse et de l'efficacité pour différentes intensités de flux :**

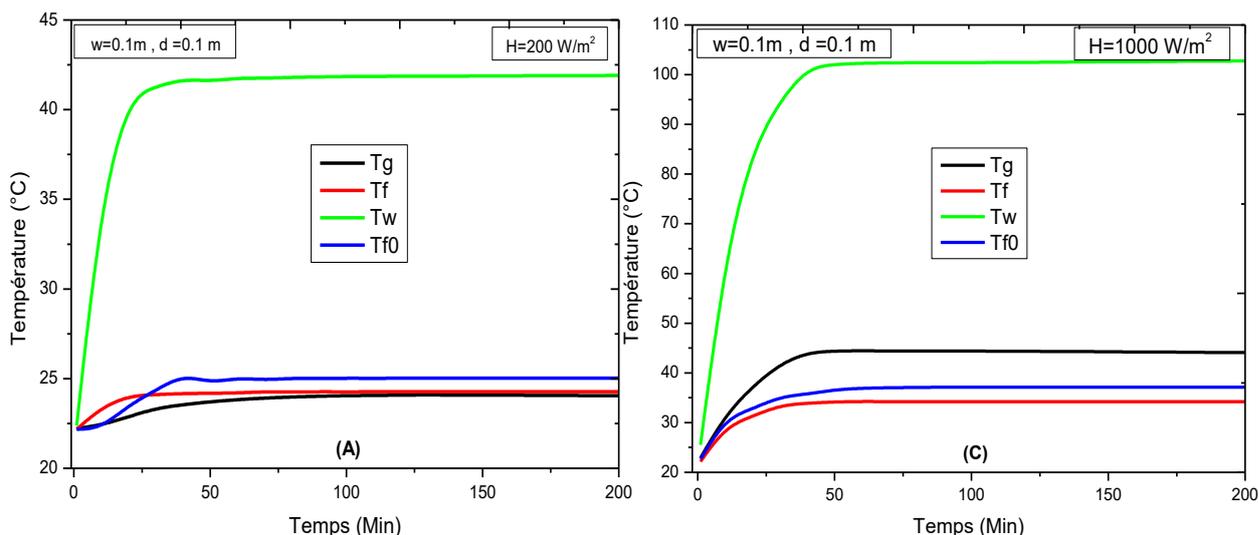
La figures V.1 montre les résultats numériques relatifs aux distributions de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air pour deux intensités de flux:  $H=200 \text{ W/m}^2$  et  $H=1000 \text{ W/m}^2$ .

La figure montre que l'allure des températures est identique pour les deux intensités de flux. La température est élevée au niveau de l'absorbeur de la cheminée solaire. On note également une augmentation des températures pour la première période de temps, où les valeurs maximales atteintes pour une intensité de flux  $200 \text{ W/m}^2$  après 20 min de fonctionnement, et  $1000 \text{ W/m}^2$  après 50 min. Ceci est dû à l'augmentation de la densité de flux solaire incident. Après ces périodes, toutes les températures stabilisent en régime laminaire.

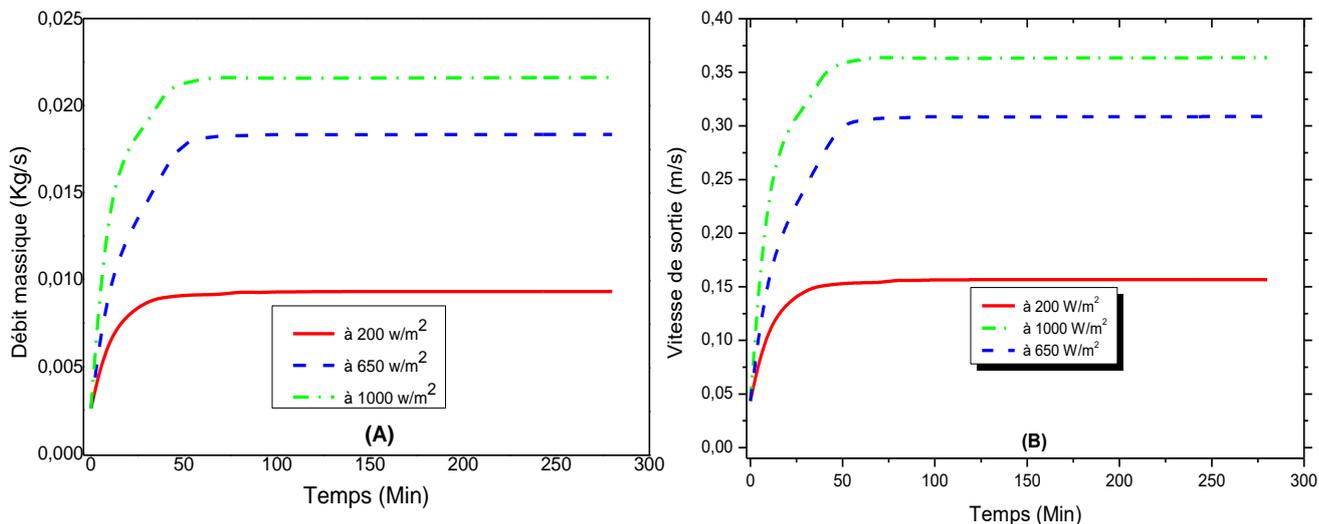
Les figures V.2 A à 2 D montrent respectivement l'évolution du débit massique et de la vitesse de sortie d'air, du taux de renouvellement d'air, ACH, ainsi que l'efficacité en fonction du temps pour différentes intensités de flux respectivement égales à 200, 650 et  $1000 \text{ W/m}^2$ . On remarque que les débits correspondant à  $1000 \text{ W/m}^2$  sont plus élevés par

rapport à ceux obtenus avec les deux autres flux : plus l'intensité de flux est importante plus le débit massique d'air et l'efficacité est maximale. Ce phénomène de convection naturelle est lié à des considérations d'accélération dynamique dans le sens vertical correspondant aux forces de flottabilité.

On note la croissance de l'ACH et de l'efficacité avec le temps avant d'atteindre le régime permanent pour se stabiliser par la suite.



**Figure V.1 :** Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur stockeur, le long du canal d'air et à la sortie en fonction du temps à  $w= 0.1\text{ m}$  et  $d= 0.1\text{ m}$  pour :  $H=200$  et  $1000\text{ W/m}^2$ .



**Figure V.2 (A et B) :** Evolution théorique du débit massique et de la vitesse de sortie théoriques en fonction du temps pour :  $H=200, 650$  et  $1000\text{ W/m}^2$ .

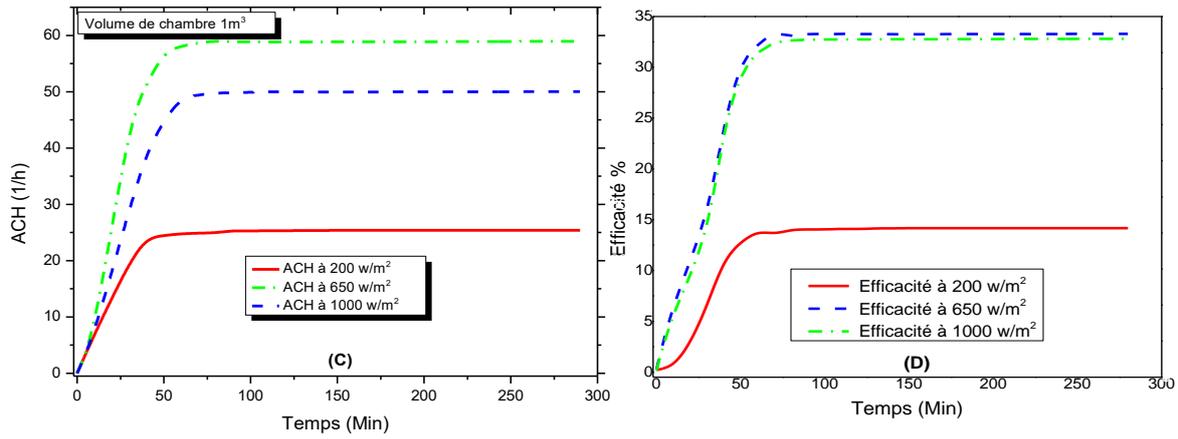


Figure V.2 (C et D) : Evolution théorique de débit massique, vitesse de sortie, l'ACH et l'efficacité en fonction du temps pour H=200, 650 et 1000 W/m².

### V.2.1.2. Comparaison de résultats :

La figure V.3 montre la comparaison entre les résultats théoriques et les expérimentaux pour une intensité de flux de 200 W/ m² et pour les deux prototypes de cheminées solaires.

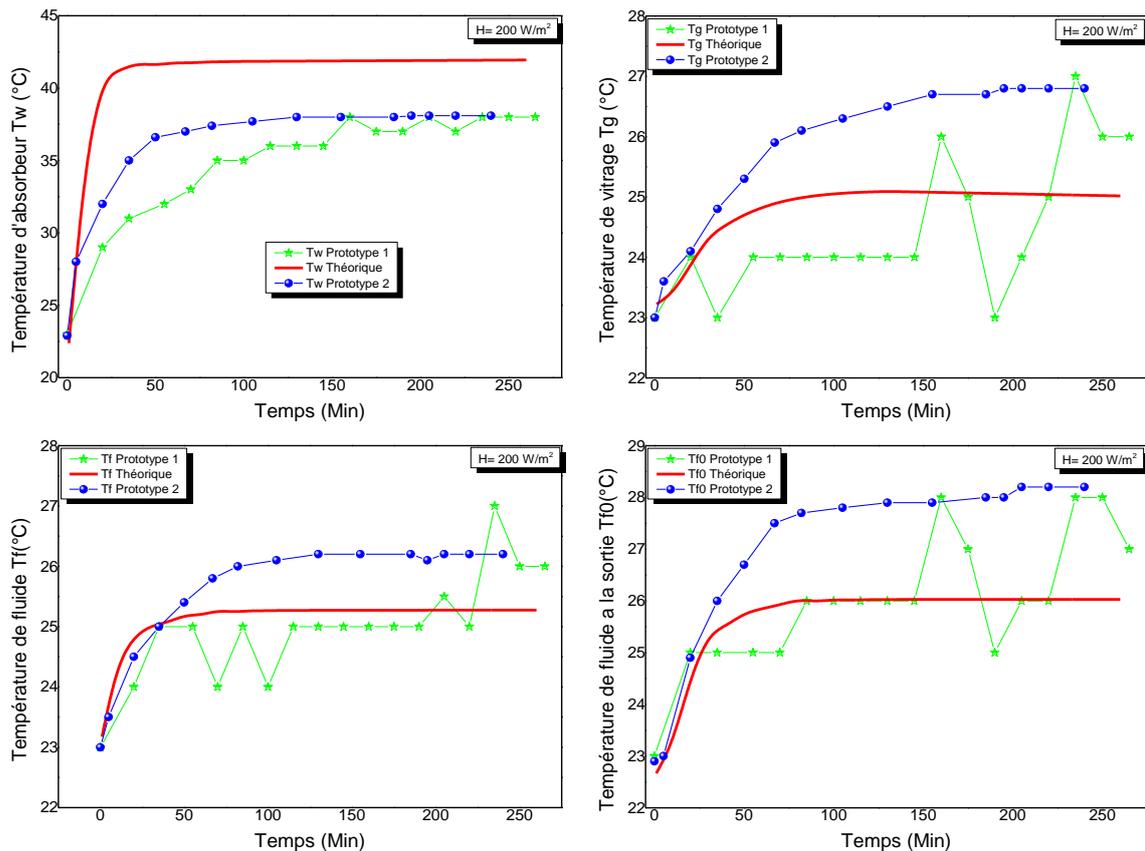
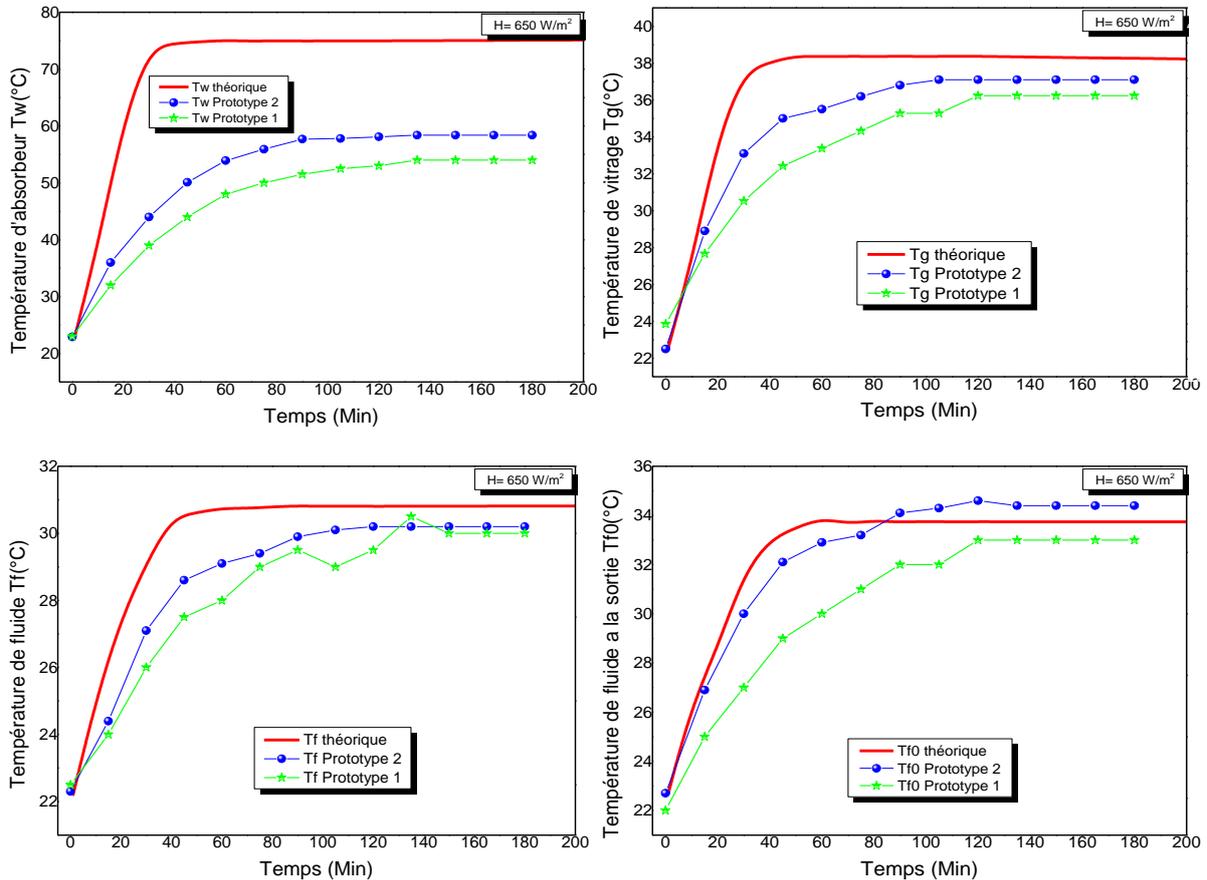


Figure V.3 : Evolution des températures, théorique et expérimentale, de l'absorbeur, du vitrage, le long du canal d'air et à sa sortie en fonction du temps pour : H=200 W/m².

La figure V.4 montre les résultats de comparaison expérience- calcul relatifs aux distributions de températures, théorique et expérimentales, de l'absorbeur, du vitrage, le long du canal d'air et à la sortie en fonction du temps pour  $H=650 \text{ W/m}^2$ . On note le bon accord entre les différents résultats pour les températures du vitrage et du fluide. L'écart entre les résultats pour le cas de l'absorbeur est dû aux pertes thermiques.



**Figure V.4 :** Evolution des températures, théorique et expérimentale de l'absorbeur, du vitrage, le long du canal d'air et à la sortie en fonction du temps pour  $H=650 \text{ W/m}^2$ .

La figure V.5 montre la comparaison entre les différents résultats, théoriques et expérimentaux, pour différentes intensités de flux.

On note le bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux avec une préférence pour le prototype 2. Les efficacités sont presque les mêmes pour les intensités de flux  $650$  et  $1000 \text{ W/m}^2$  dans les différents cas avec une préférence relative pour le prototype 2 (cheminée sur toit).

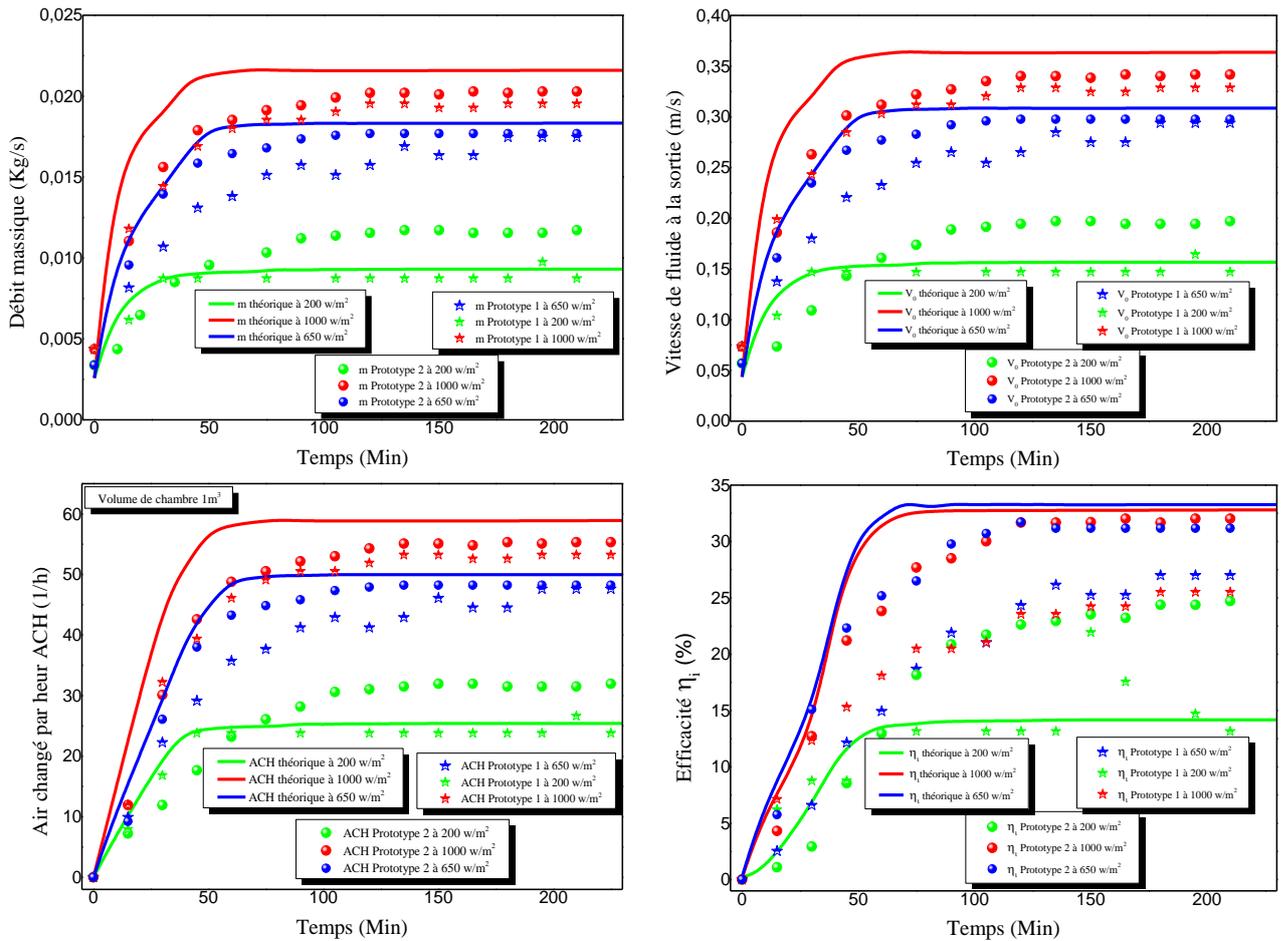
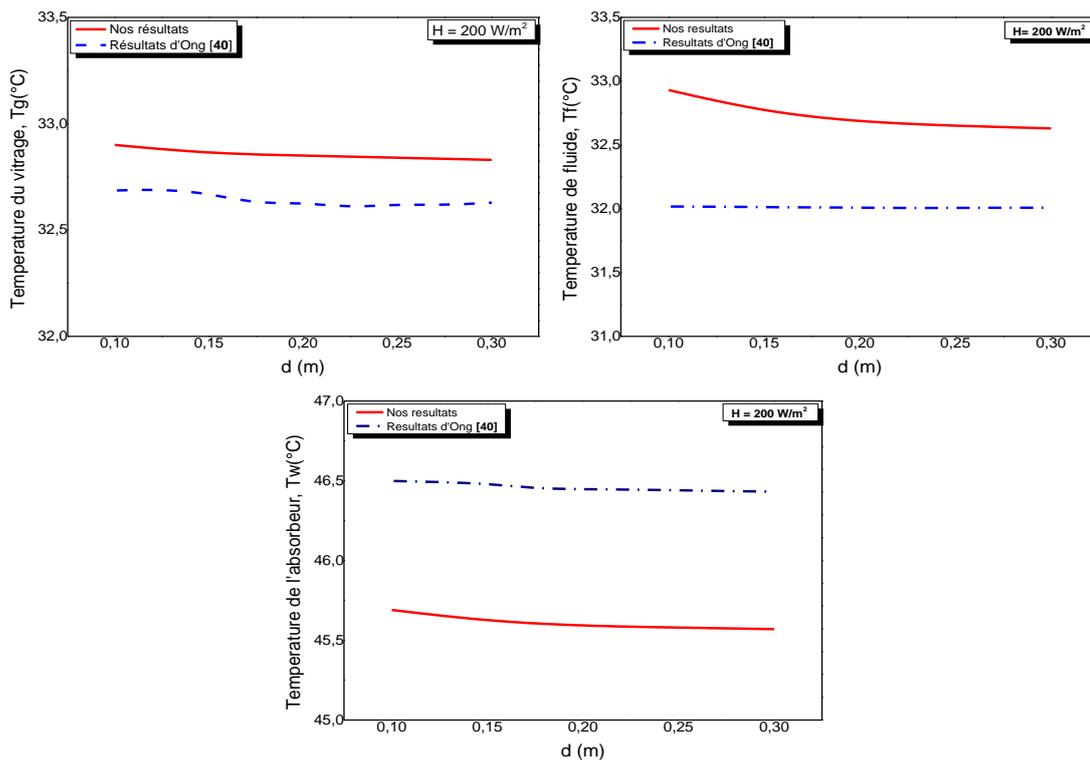


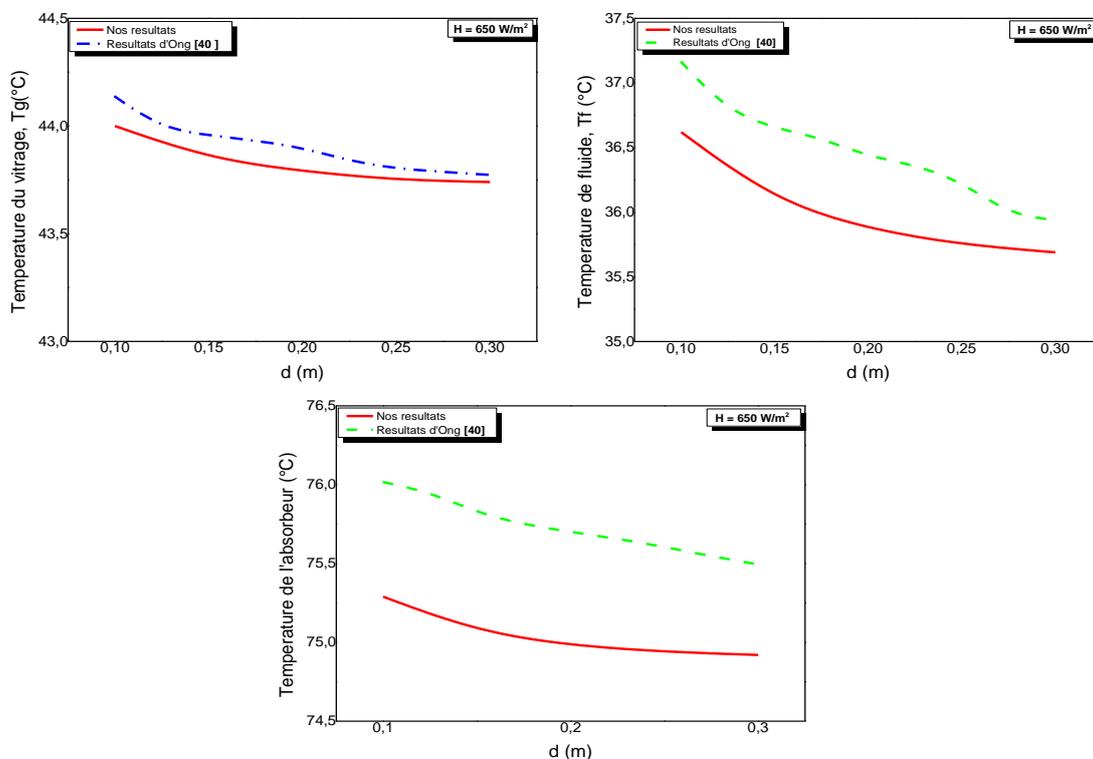
Figure V.5 : Comparaison entre les différents paramètres théoriques et expérimentaux pour différentes intensités de flux.

Les figures V.6 et V.7 illustrent respectivement la comparaison des températures moyennes du vitrage, du mur stockeur et du fluide en fonction de la largeur de la cheminée avec ceux d'Ong [40] pour :  $H=200 \text{ W/m}^2$  et  $650 \text{ W/m}^2$ . On note le bon accord entre les différents résultats.

Notons, 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 al. [40]. A titre d'indication, pour une intensité solaire de  $200 \text{ W/m}^2$ , la température moyenne du mur absorbeur est d'environ  $46.5^\circ\text{C}$  pour notre modèle ; elle est de  $45.5^\circ\text{C}$  pour Ong et al. [40].



**Figure V.6:** Comparaison des températures moyennes du vitrage, du fluide et de l'absorbeur, en fonction de la largeur de la cheminée avec celles d'Ong [40] pour:  $H=200 \text{ W/m}^2$ .

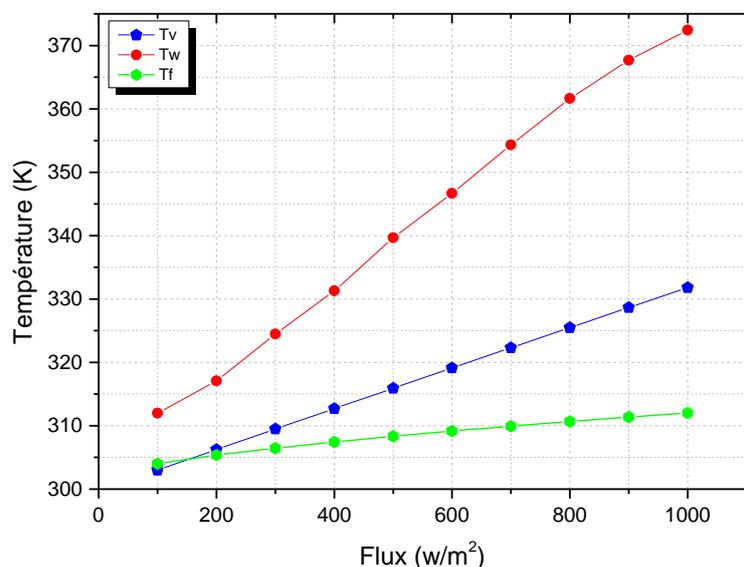


**Figure V.7:** Comparaison des températures moyennes du vitrage, du fluide et de l'absorbeur en fonction de la largeur de la cheminée avec celles d'Ong [40] pour:  $H=650 \text{ W/m}^2$ .

## V.2.2. Système Hybride cheminée solaire avec échangeur air-sol :

### V.2.2.1. Distributions de températures dans la cheminée solaire

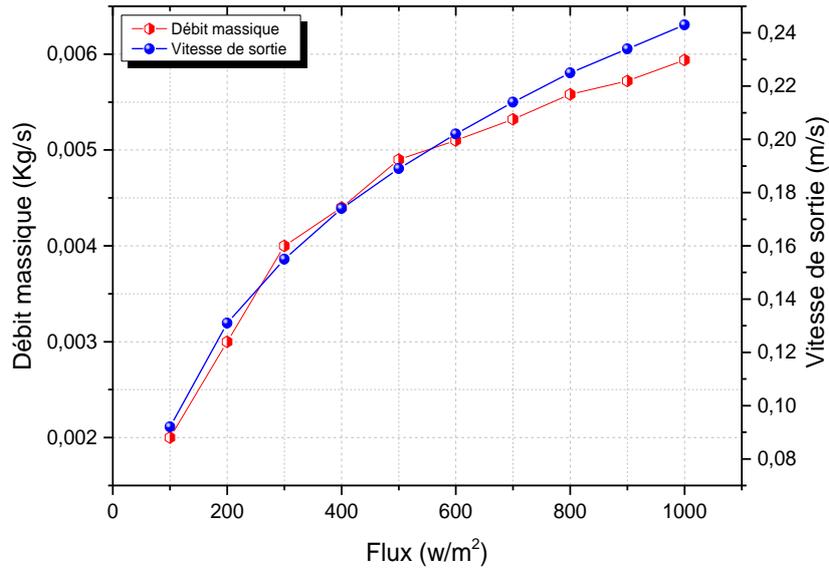
La figure V.8 montre les distributions de températures au niveau de l'absorbeur du vitrage le long du canal d'air et à sa sortie, en fonction de l'intensité de flux H. On note que la température de l'absorbeur est plus élevée que celles du vitrage et dans le canal d'air. Les profils évoluent pratiquement linéairement et de manière croissante avec l'intensité de flux H. De même que pour le vitrage, exception faite que l'évolution est moins croissante que dans le cas de l'absorbeur. Pour le cas de l'écoulement d'air dans la cheminée, l'allure est pratiquement constante avec l'intensité de flux.



**Figure V. 8 :** Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur absorbteur et le long du canal d'air en fonction de l'intensité de flux H.

### V.2.2.2. Evolution du débit massique et vitesse de sortie dans la cheminée:

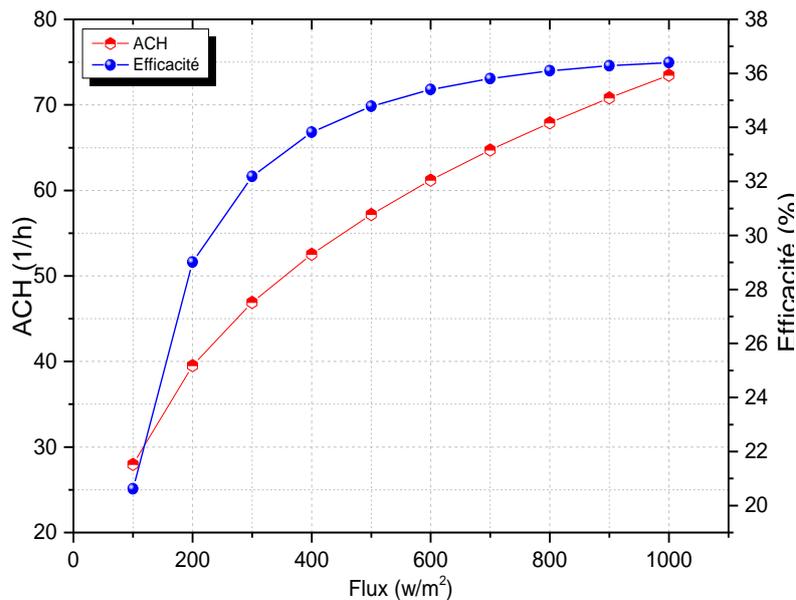
La figure V.9 illustre les variations de débit massique et la vitesse de sortie de l'air en fonction de l'intensité de flux. Les courbes sont pratiquement identiques avec une allure croissante pour les deux. Pour  $H=1000\text{W/m}^2$  le débit massique prend une valeur maximale de  $0.006\text{ kg/s}$  et la vitesse  $0.24\text{ m/s}$ .



**Figure V.9 :** Variation du débit massique et de la vitesse de sortie de l'air pour différents intensité de flux

**V.2.2.3. Evolution du taux de renouvellement d'air, ACH, et de l'efficacité dans la cheminée:**

La figure V.10 montre l'évolution du taux de renouvellement, ACH et de l'efficacité avec l'intensité de flux. On note que les deux courbes ont des allures croissantes avec plus de concavité pour la courbe d'efficacité c'est à dire que l'efficacité augmente plus que le taux de renouvellement d'air pour la même intensité de flux. Pour :  $H=1000W/m^2$ ,  $ACH=74(1/h)$  et l'efficacité = 36%.



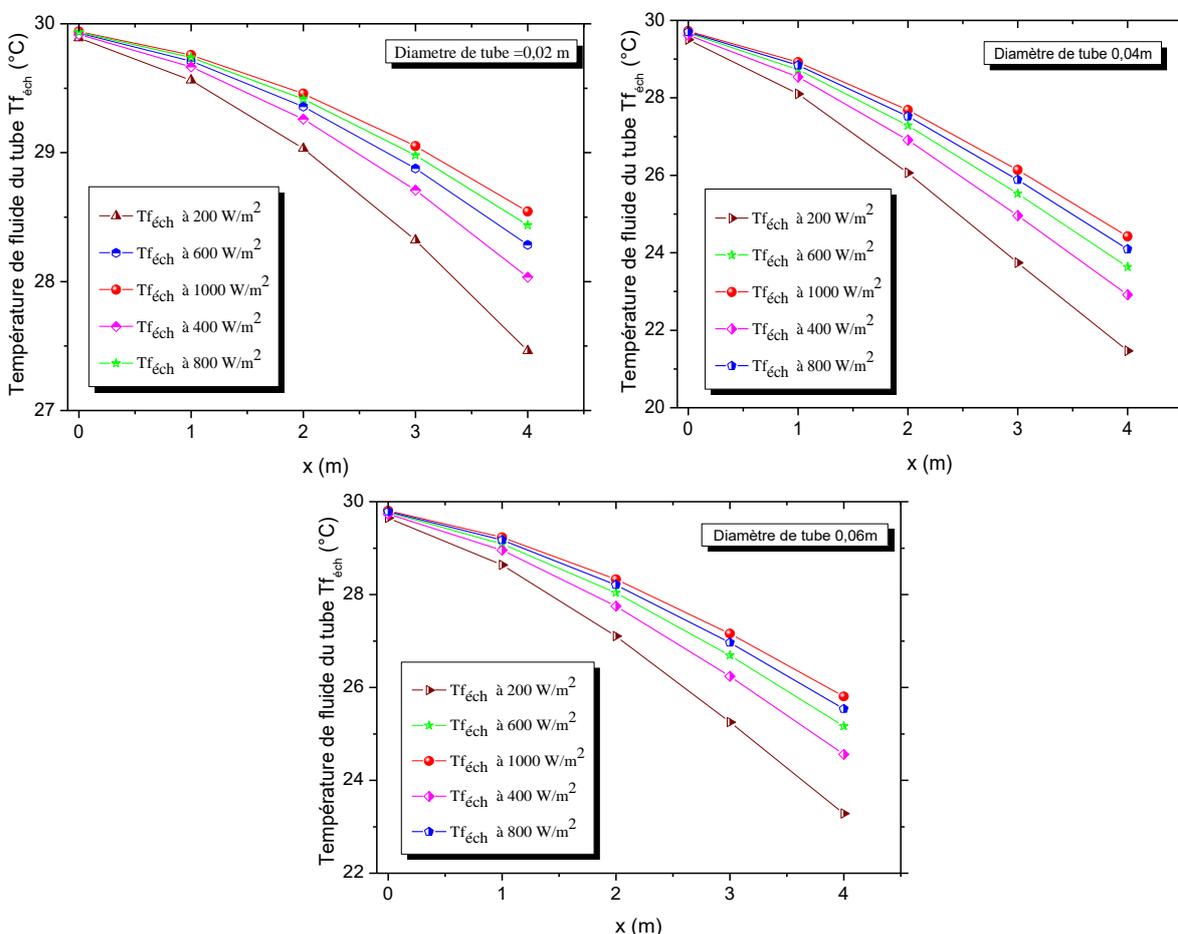
**Figure V.10 :** Variation de l'ACH et de l'efficacité pour différents intensité de flux H.

**V.2.2.4. Echangeur air-sol (Puits canadien) :**

**V.2.2.4.1. Variation de la température du fluide dans le tube**

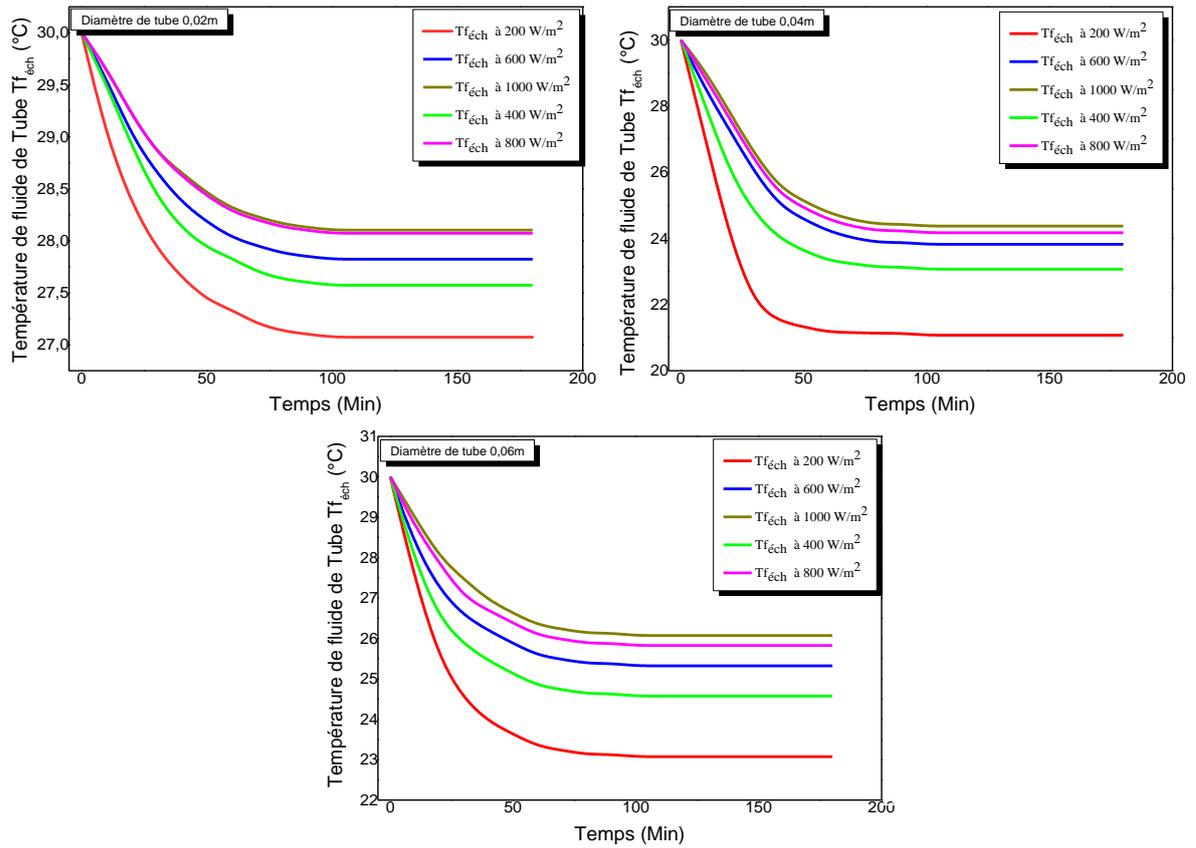
La figure V.11 montre que la température du fluide du tube diminue proportionnellement à la longueur du tube pour différents intensités de flux, une diminution liée directement à l'intensité de flux  $H$  et le diamètre du tube.

L'analyse des courbes montre que le grand écart de baisse de température est obtenu pour  $H= 200\text{W/m}^2$  et pour un diamètre  $d=0,04\text{m}$ . ce qui exprime l'effet de la vitesse d'écoulement du fluide de tube qui augmente par l'augmentation de l'intensité de flux  $H$  et aussi le diamètre optimale  $d_T=0,04\text{m}$ .



**Figure V.11 :** Variation de la température du fluide dans le tube en fonction de la longueur du tube pour différentes intensités de flux et pour différents diamètres  $d_T$  du tube.

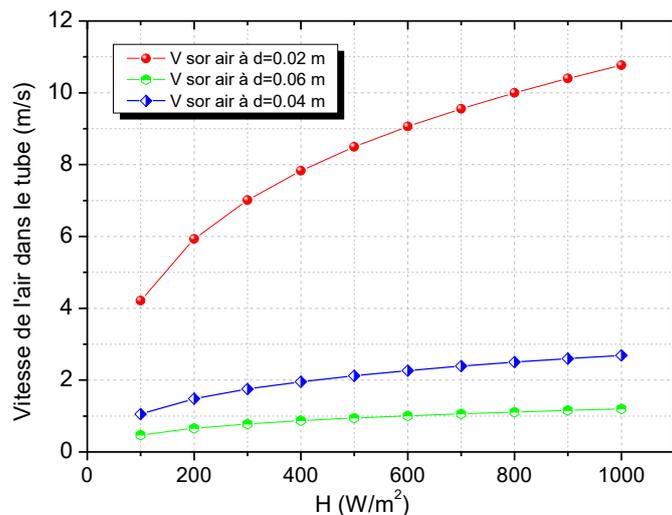
La figure V. 12 montre l'évolution de la température du fluide au cours du temps pour différents intensités de flux et pour différents diamètres du tube échangeur de chaleur. On note que la température de sortie du tube la plus faible est atteinte pour une intensité de flux de  $200\text{W/m}^2$  et pour un diamètre de tube égal à  $0.04\text{ m}$ .



**Figure V.12:** Variation de la température du fluide à la sortie du tube en fonction du temps pour différentes intensités de flux et pour différents diamètres,  $d_T$ , du tube.

#### V.2.2.4.2. Evolution de la vitesse de l'air dans le tube

La figure V.13 montre l'évolution de la vitesse de l'air dans le tube pour différents diamètres, en fonction de l'intensité de flux  $H$ .

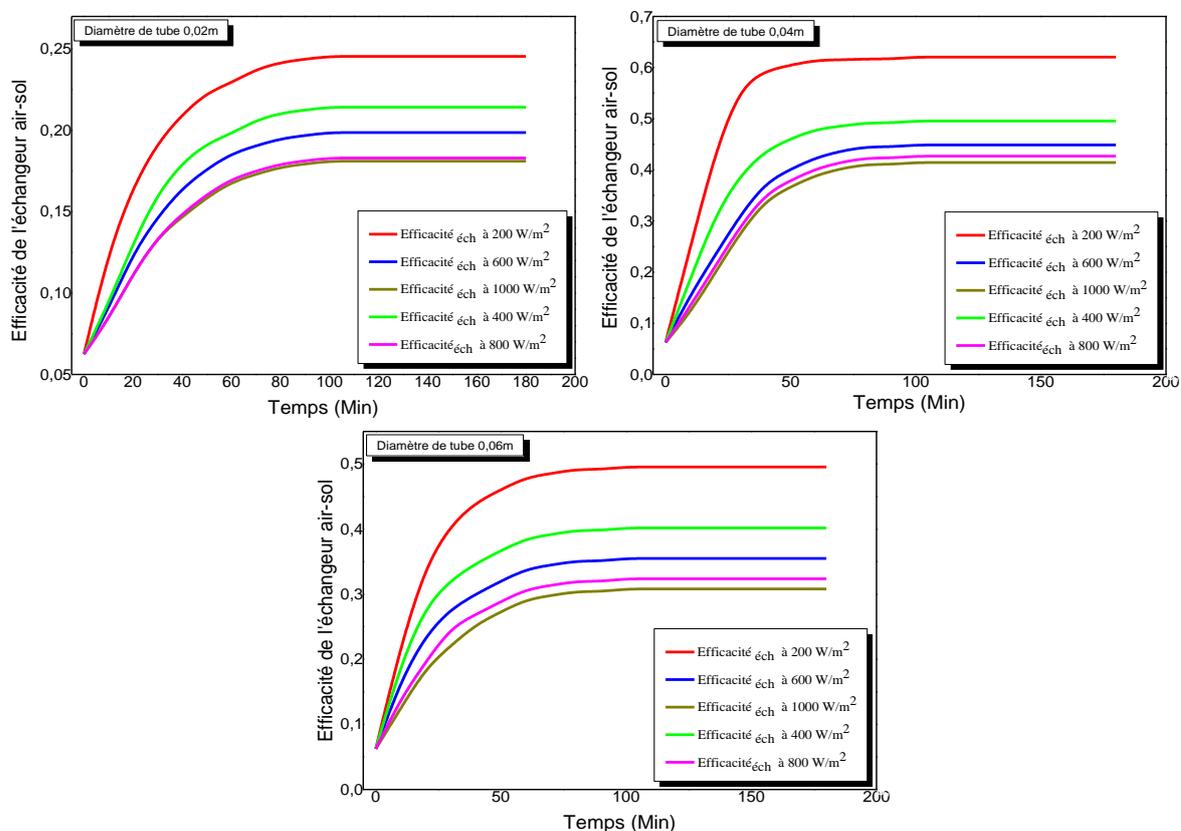


**Figure V.13 :** Evolution de la vitesse de l'air dans le tube pour différents diamètres, en fonction de l'intensité de flux  $H$ .

La vitesse de l'air dans le tube de diamètre 0.02m est plus élevée que celle des tubes de diamètres  $d=0,04m$  et  $d=0,06 m$ . Elle évolue pratiquement de manière croissante avec l'intensité de flux. Pour le tube de diamètre 0,04m, l'évolution est moins croissante. Pour le cas du diamètre  $d=0,06 m$ , l'allure est pratiquement constante avec l'intensité de flux H.

**V.2.2.4.3. Evolution de l'efficacité :**

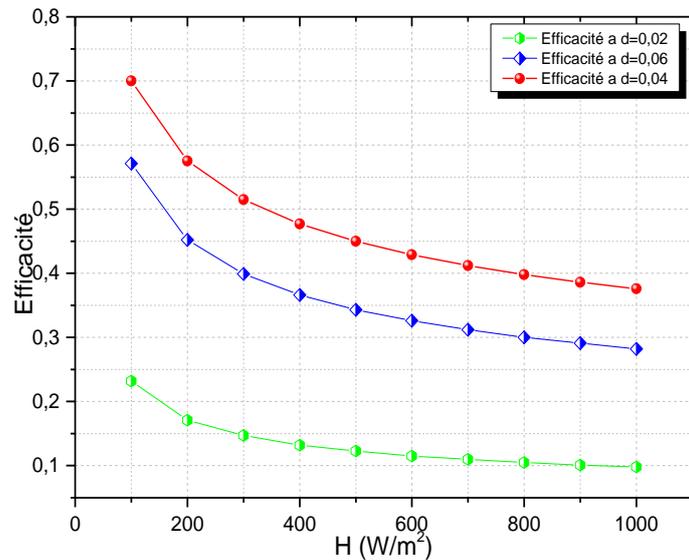
La Figure V.14 montre l'évolution au cours du temps de l'efficacité pour différents diamètres, et pour différents intensités de flux H. Elle évolue pratiquement de manière décroissante avec l'intensité de flux. l'efficacité dans le tube a  $d=0,04m$  est plus élevée que celles des tubes a  $d=0,02m$  et  $d=0,06m$ , ou elle varie de 0,7 pour  $H= 100W/m^2$  jusqu'a 0,37 pour  $H= 1000W/m^2$ .



**Figure V.14 :** Evolution de l'efficacité en fonction de l'intensité de flux H pour différents diamètres du tube,  $d= (0.02, 0.04 \text{ et } 0.06) m$ .

La Figure V.15 montre l'évolution de l'efficacité pour différents diamètres, en fonction de l'intensité de flux H. On note que l'efficacité évolue pratiquement de manière décroissante avec l'intensité de flux H. L'efficacité la plus élevée est obtenue pour un tube

de diamètre  $d=0,04\text{m}$ . Pour les tubes de diamètres  $d=0,02\text{m}$  et  $d=0,06\text{m}$ , elle varie de 0,7 pour  $H= 100\text{W/m}^2$  jusqu'à 0,37 pour  $H= 1000\text{W/m}^2$



**Figure V.15 :** Evolution de l'efficacité en fonction de l'intensité de flux  $H$  pour différents diamètres,  $d_T$ , du tube égales à = (0.02, 0.04 et 0.06) m.

### V.3. Simulations numériques des écoulements dans les cheminées:

Des simulations numériques ont été réalisées sur le logiciel Ansys Fluent pour simuler les écoulements ayant lieu dans les prototypes expérimentaux 1 et 2 pour les conditions aux limites données aux paragraphes III.7.1 et III.7.3.

#### V.3.1. Prototype 1:

##### V.3.1.1. Influence de l'intensité de flux

Les résultats représentés sur les figures V.16, V.17 et V.18 illustrent l'évolution de la température, les champs de vitesse, les lignes de courant et les vecteurs de vitesse d'un écoulement relatif à une pièce munie d'une cheminée solaire sur le mur de sud (prototype 1) de hauteur 1m et pour différentes intensités de flux de 200, 650 et 1000  $\text{W/m}^2$ .

Nous remarquons d'après ces figures que les températures élevées sont toujours localisés dans les espaces au voisinage de l'absorbeur, qui correspondent à l'épaisseur des couches limites thermiques et ces températures augmentent avec l'augmentation des intensités de flux.

Loin de l'absorbeur (en bas de cheminée), les gradients de température sont plus faibles. La chaleur produite par l'intensité de flux, concentrée dans la cheminée, augmente avec l'augmentation de cette dernière et qui entraîne le champ de vitesse vers le haut. Ce phénomène crée ainsi une convection naturelle dans le système et qui provoque l'augmentation des zones chaudes dans la cheminée solaire. L'augmentation d'énergie absorbée par l'absorbeur provoque l'accroissement de l'écart de température entre les deux parois de la cheminée, et donc, accélération de l'air conduisant et un meilleur renouvellement variant proportionnellement avec cet écart.

D'après les figures, la vitesse maximale d'air au niveau du système augmente avec l'augmentation de l'intensité de flux, elle s'accroît d'un maximum de 0,27 m/s à 0,86 m/s pour la variation de l'intensité de flux de 200, 650 et 1000W/m<sup>2</sup> et cette augmentation s'observe aussi d'un moment à l'autre qui nous explique que la valeur du débit augmente avec l'intensité élevée.

L'air s'écoulait le long de la paroi opposée après être passé de l'horizontale à l'ouverture d'entrée à la direction verticale. Une zone de recirculation s'est formée au-dessus de l'ouverture d'entrée (inférieur de l'absorbeur) et cette zone augmente avec l'augmentation de l'intensité de flux. Le débit d'entrée vers la cheminée est certainement affecté par le coefficient de décharge qui est, à son tour, dépendant de la zone contractée en raison de la contraction soudaine de la géométrie par rapport à la forme de la zone d'entrée principale.

Sous l'absorbeur, où l'écoulement est soudainement contracté, comme indiqué, la contraction soudaine augmente la vitesse de l'air dans cette région, l'effet de vena-contracta. Cela crée une séparation de flux juste très près du bord d'attaque suivie d'un rattachement de flux. Cette séparation ajouterait de la résistance sur le flux ascendant, les zones d'écoulement secondaire sont illustrées dans les figures.

On remarque aussi l'apparition de deux vortex, un grand vortex situés en bas à droite de la pièce tournant dans le sens antihoraire pour les deux intensités de flux 650 et 1000W/m<sup>2</sup>, et un autre moins important situé en haut et aussi à droite de la pièce tournant dans le sens horaire. Les deux vortex soulignent la présence de la convection naturelle en ces zones. L'absence de vortex au milieu de la pièce justifie la dominance de la convection forcée au niveau du couloir d'air aplati par les deux vortex. Les figures montrent que l'intensité de flux à un grand effet sur la taille des deux vortex dans la pièce.

Figure V.16 : Intensité de flux  $200\text{W/m}^2$ , (Chambre  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ )

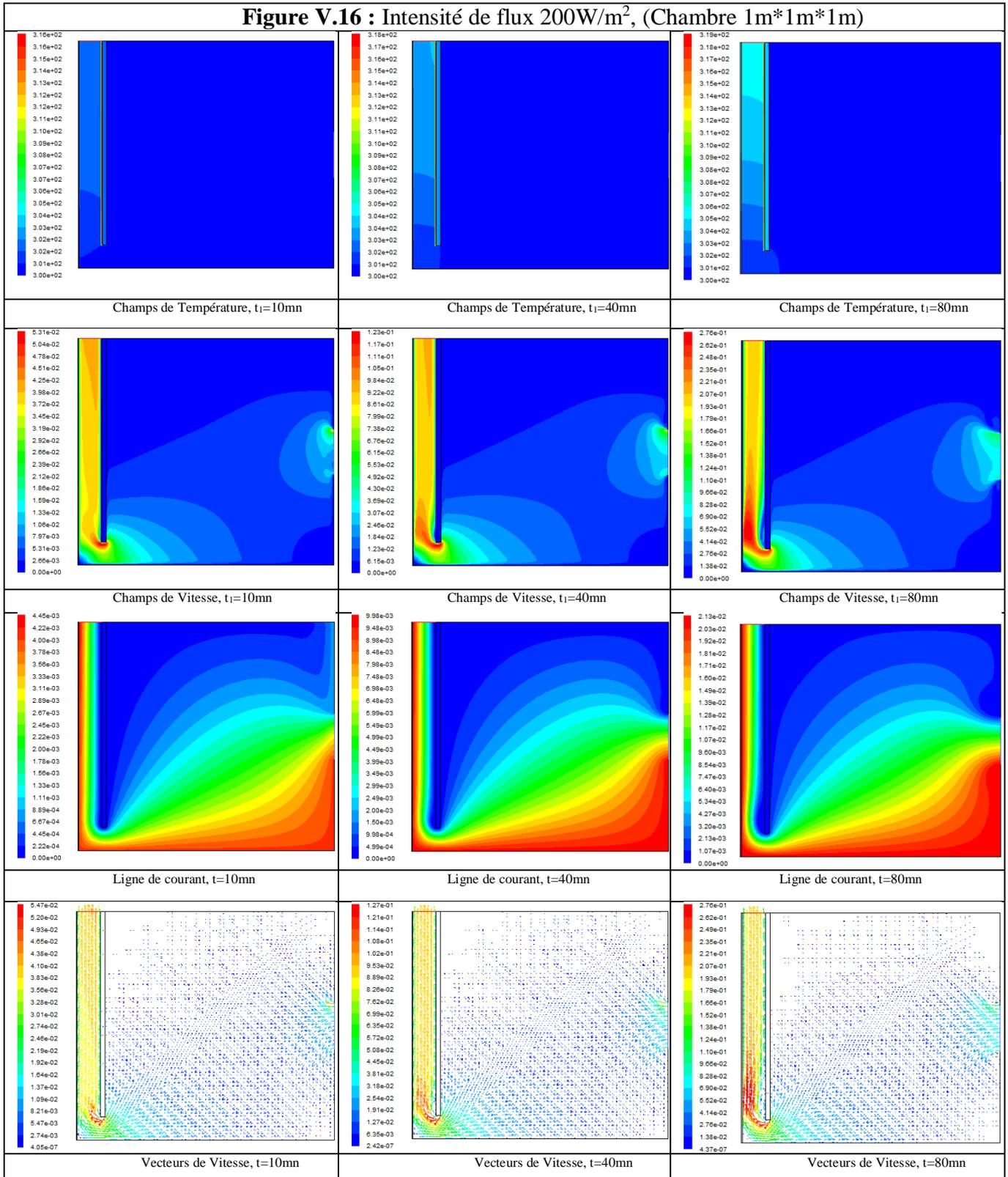


Figure V.17: Intensité de flux  $650\text{W/m}^2$ , (Chambre  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ )

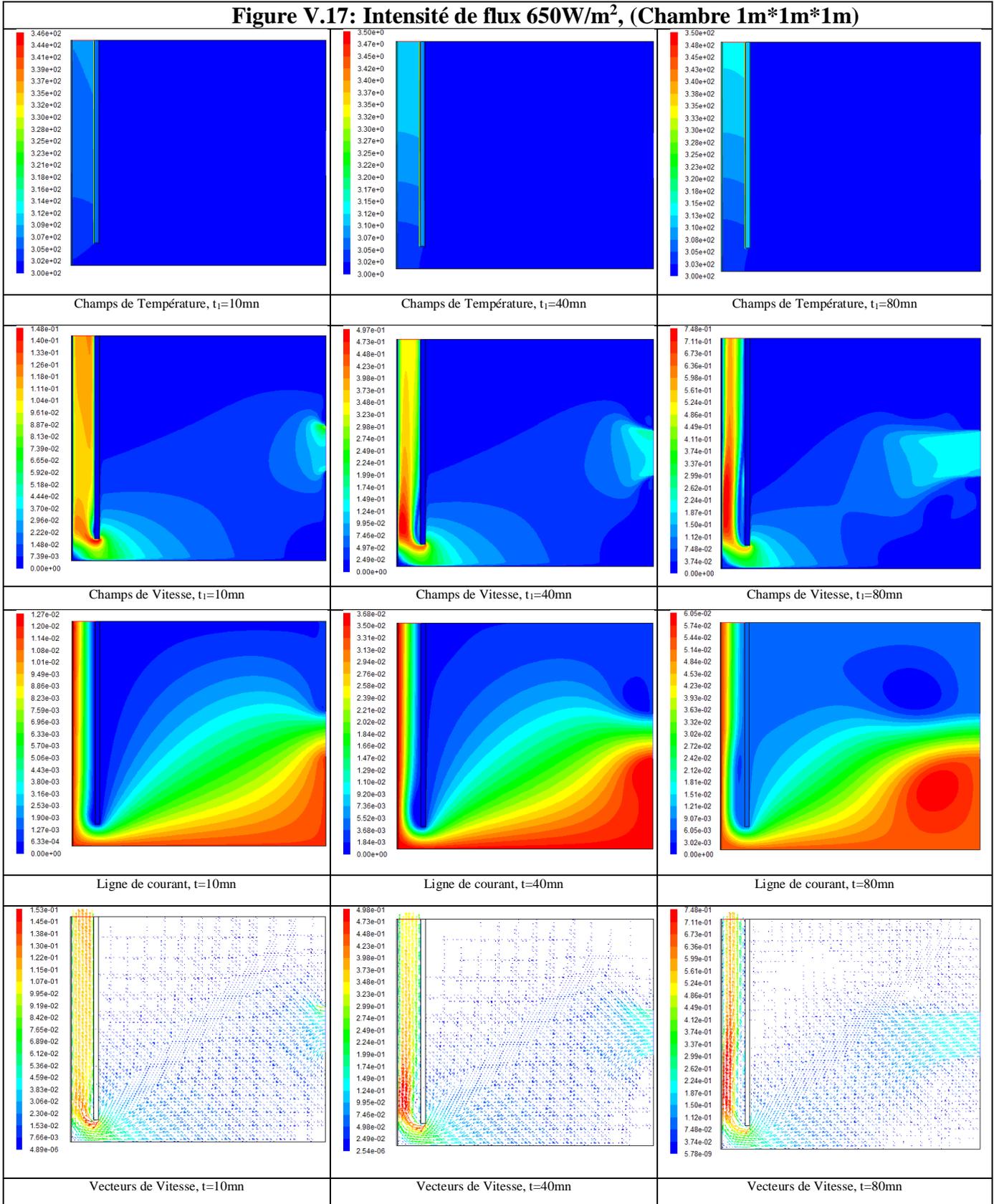
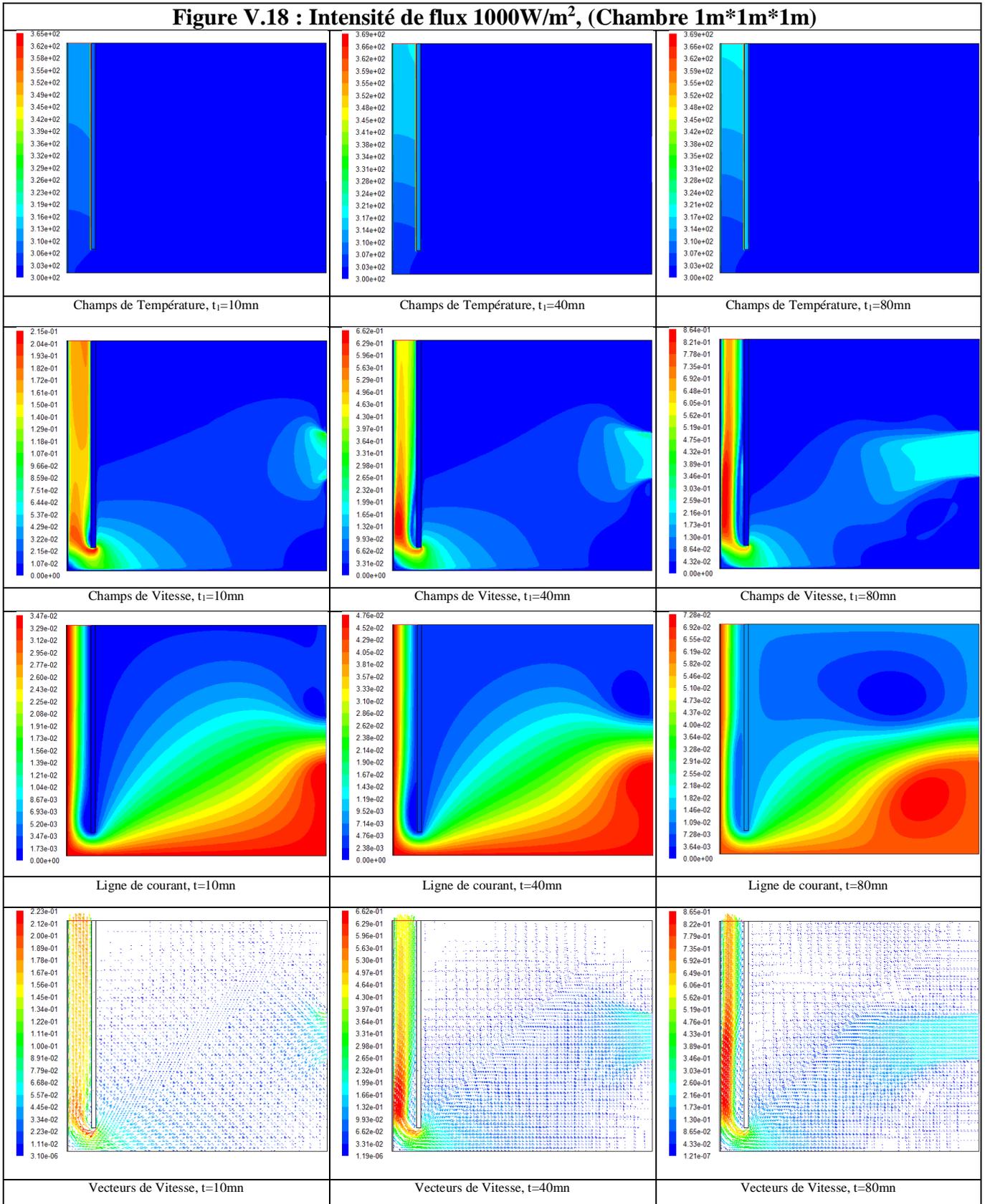
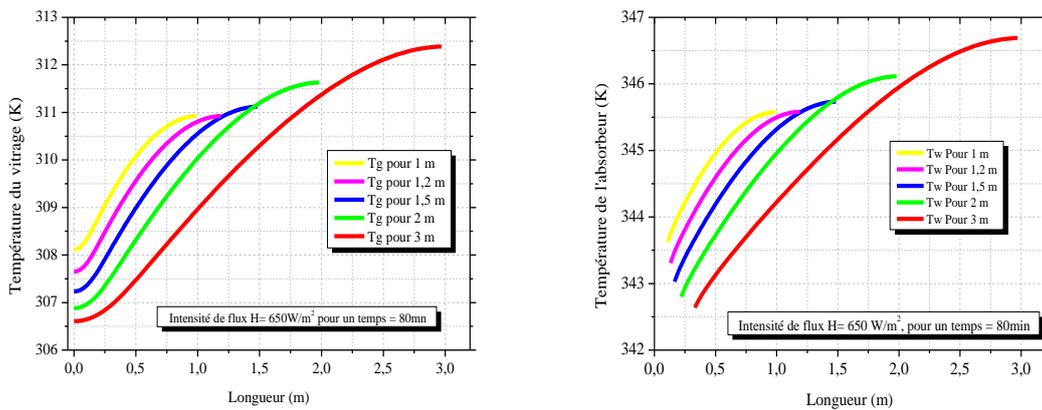


Figure V.18 : Intensité de flux  $1000\text{W/m}^2$ , (Chambre  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ )



**V.3.1.2. Influence de la taille du vitrage et du mur absorbant sur les écarts de températures:**

La figure V.19 montre les distributions de température du vitrage et de l'absorbant pour un temps de 80 min, pour différentes hauteurs de vitrage et de mur absorbant et pour un flux radiatif de  $650 \text{ W/m}^2$ . Les courbes montrent que pour une hauteur de vitrage et de mur absorbant de 1 m, l'écart de températures est respectivement de  $3^\circ\text{C}$  et  $2^\circ\text{C}$ . Pour une hauteur de 3 m cet écart de températures est de  $6^\circ\text{C}$  et  $4^\circ\text{C}$ .



**Figure V.19 :** Températures de vitrage et d'absorbant pour différentes longueurs de mur de chambre (Prototype 1) pour  $H=650\text{W/m}^2$  et pour  $t=80\text{mn}$ .

**V.3.2. Prototype 2:**

Les figures V.20, V.21 et V.22 montrent les distributions de température, les champs de vitesse, les lignes de courant et les vecteurs de vitesse d'un écoulement relatif à une pièce munie d'une cheminée solaire sur le mur de sud (prototype 2) à différents temps pour une hauteur 1m et pour différentes intensités de flux : 200, 650 et  $1000 \text{ W/m}^2$ .

Ces figures montrent que les températures élevées sont toujours localisés au voisinage de l'absorbant et ces températures augmentent avec l'augmentation des intensités de flux.

Loin de l'absorbant, les gradients de température sont faibles. L'augmentation de l'énergie absorbée par l'absorbant provoque l'accroissement de l'écart de température entre les deux parois de la cheminée, et donc, l'accélération de l'air conduit à un meilleur renouvellement variant proportionnellement avec cet écart.

Les figures montrent que la température maximale à la paroi de l'absorbeur est due à l'échauffement progressif absorbé par le rayonnement solaire. Par conséquent, les températures de l'air emprisonné dans le canal augmentent en raison de la convection naturelle. On peut clairement voir que la température de l'air varie verticalement de l'entrée de la cheminée à la sortie. La température de l'air à l'intérieur de la cheminée solaire augmente le long de la hauteur de la cheminée et n'est pas uniforme le long de la cheminée. La température atteint sa valeur maximale au niveau de la paroi absorbante, sa température augmentera le long de la cheminée.

Les figures illustrent les champs de températures, de vitesses, les lignes de courant et les vecteurs vitesses dans la pièce et la cheminée pour des intensités de flux égales à 200, 650 et 1000 W/m<sup>2</sup>. La vitesse d'écoulement d'air augmente avec l'augmentation de l'intensité de flux. La vitesse de l'air atteint une valeur maximale à une distance près de vitrage à l'entrée, la vitesse maximale de l'air est de 0,365 m/s à 200 W/m<sup>2</sup>. Alors que la vitesse maximale est de 0,581 m/s et 0,66 m/s dans les mêmes conditions mais à 650 et 1000 W/m<sup>2</sup> respectivement.

Généralement, le flux commence à pénétrer davantage à travers la fenêtre dans la pièce, remplissant une partie importante de la pièce. Les figures montrent que le débit couvre la majeure partie de la superficie y compris la zone occupée. Une recirculation notable du flux d'air est observée dans les régions proches des points d'entrée (supérieur et inférieur), ces zones de recirculations déplacent vers l'intérieur de la pièce avec l'augmentation de l'intensité de flux. Le débit d'entrée vers la cheminée est certainement affecté par le coefficient de décharge qui, à son tour, dépend de la zone contractée en raison de la contraction soudaine de la géométrie par rapport à la forme de la zone d'entrée principale. Comme indiqué, la contraction soudaine augmente la vitesse d'écoulement d'air et diminue la pression relative dans cette région, créant ainsi un courant d'air par effet vena-contracta.

La figure V.23 montre les distributions de température du vitrage et de l'absorbeur pour un temps de 80 min, pour différentes hauteurs de vitrage et de mur absorbeur et pour un flux radiatif de 650 W/m<sup>2</sup>. Les courbes montrent que pour une hauteur de vitrage et de mur absorbeur de 1 m, l'écart de températures correspondant est respectivement de 0.75°C et 3.25°C. Pour une hauteur de 3 m cet écart de températures est de 2.5°C et 5.25°C.

Figure V.20 : Intensité de flux 200W/m<sup>2</sup>, (Chambre 1m\*1m\*1m)

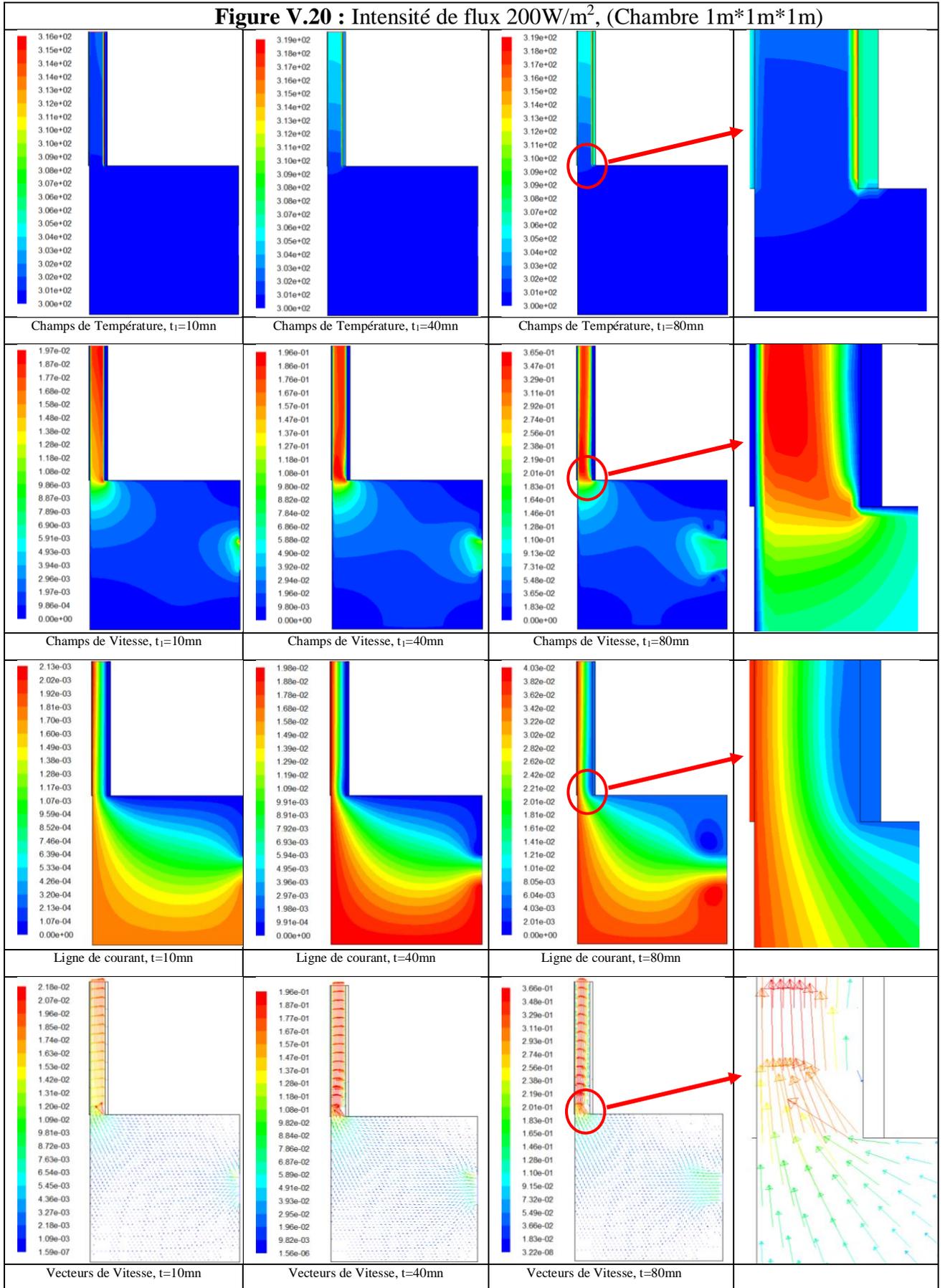


Figure V.21 : Intensité de flux  $650\text{W/m}^2$ , (Chambre  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ )

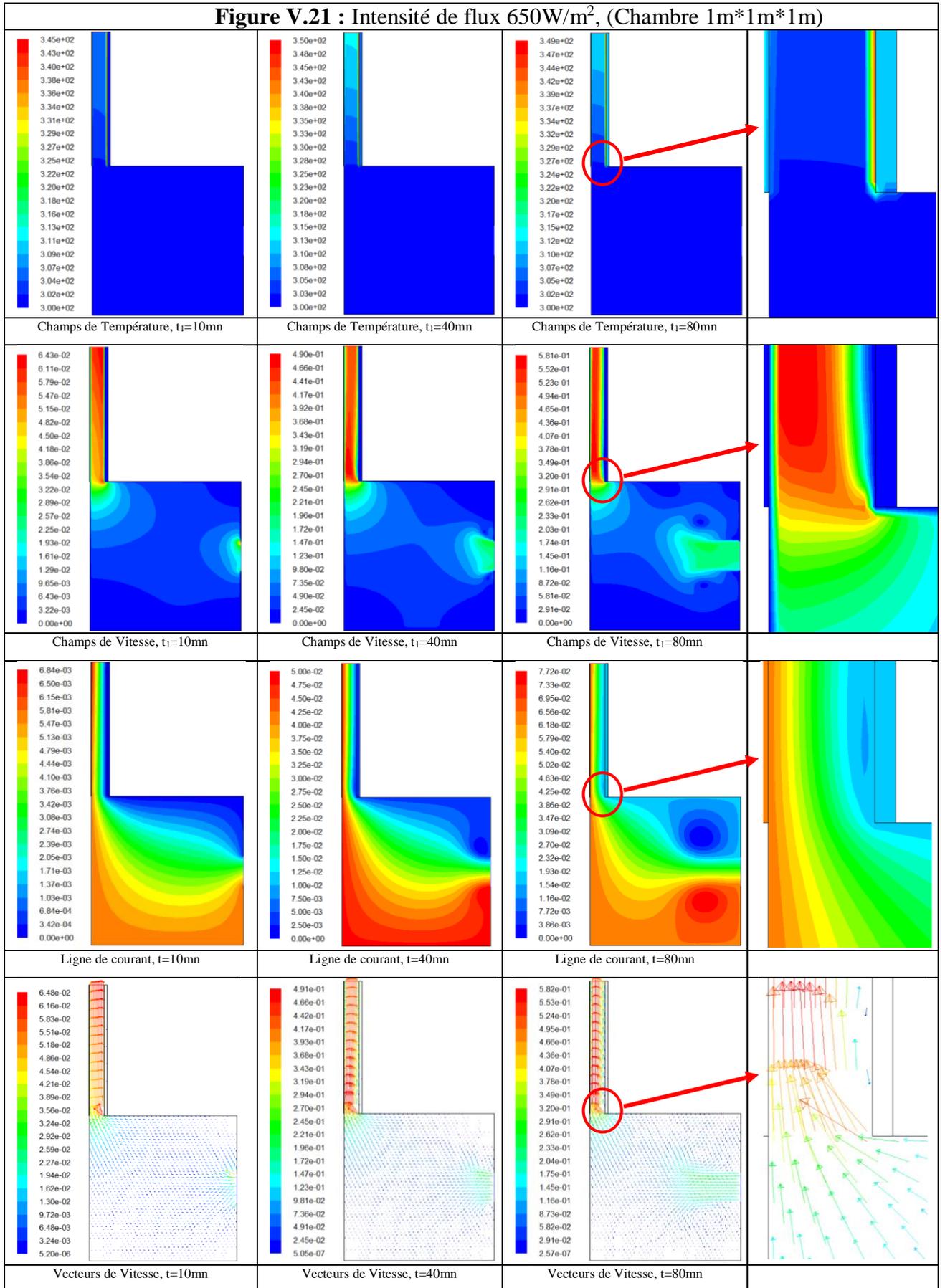
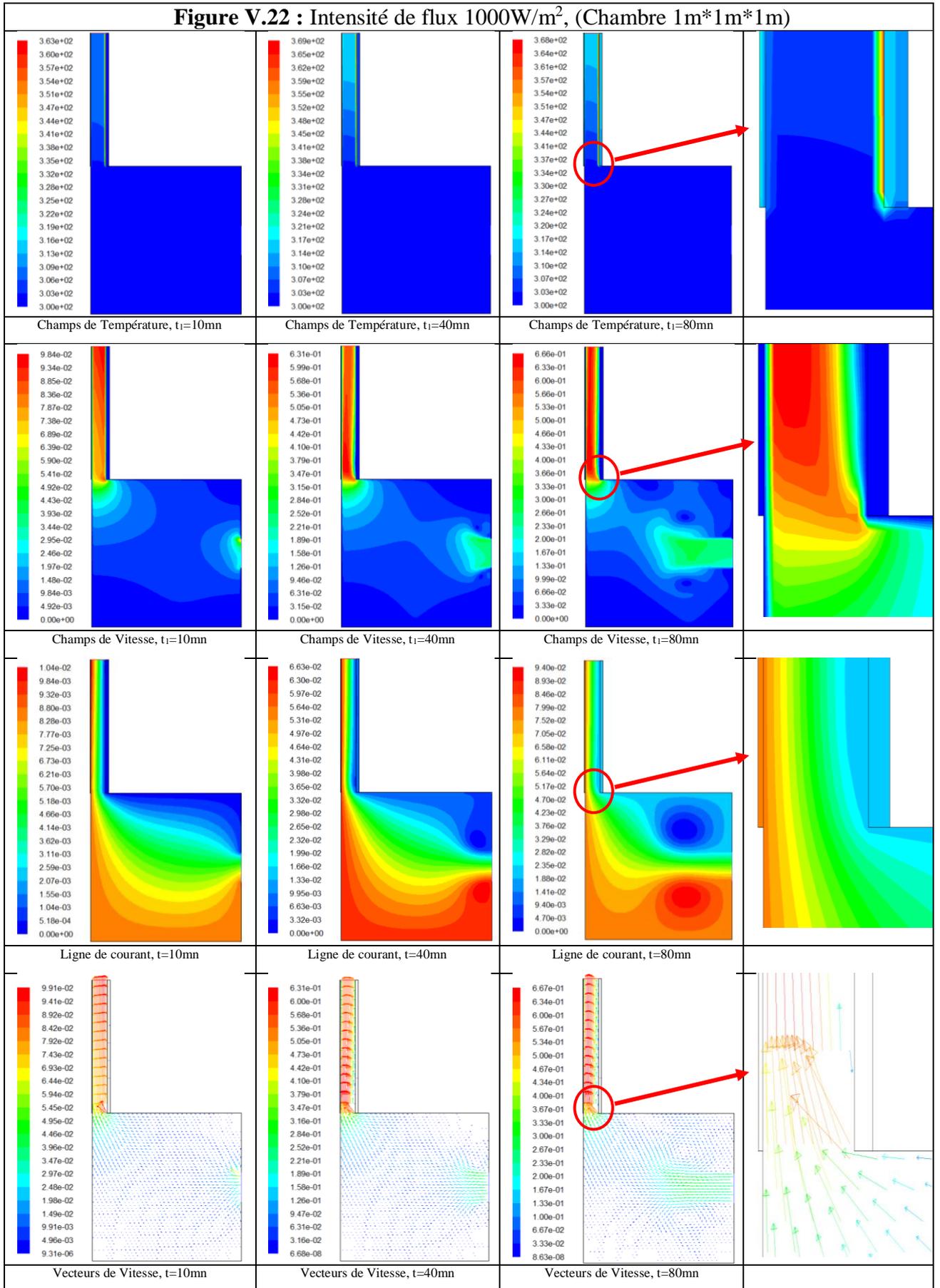


Figure V.22 : Intensité de flux  $1000\text{W/m}^2$ , (Chambre  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ )



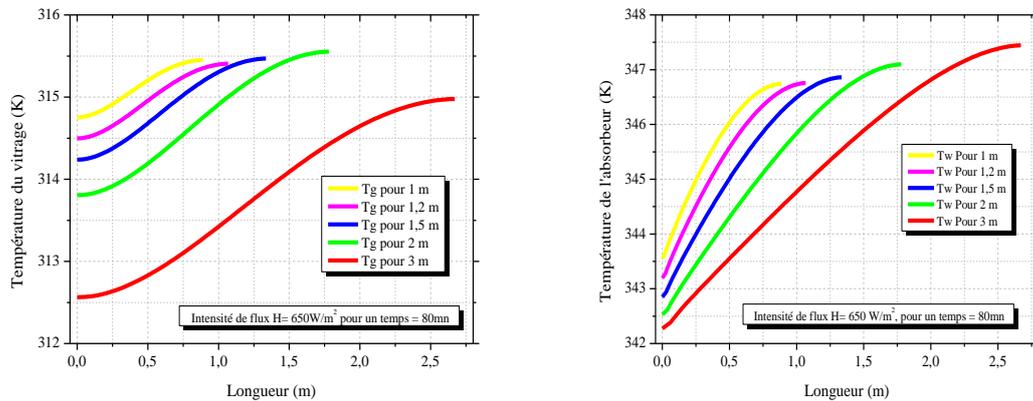


Figure V.23 : Températures de vitrage et d'absorbeur pour différentes longueurs de mur de chambre (Prototype 2) pour  $H=650W/m^2$  et pour  $t=80mn$ .

#### V.4. Conclusion :

Dans ce chapitre on s'est intéressé à l'étude numérique du problème basée sur la résolution numérique des équations gouvernantes relatives au modèle mathématique développé au chapitre III.

Les résultats obtenus par le modèle ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement (chapitre IV) pour les prototypes 1 et 2 où un bon accord est observé entre les différents résultats, exception faite pour le cas de l'absorbeur où il existe un écart entre les différents résultats compte tenu des déperditions calorifiques suite à une mauvaise isolation thermique. Le modèle mathématique a été validé par comparaison à des résultats issus de la littérature.

Les résultats obtenus pour le prototype 3 ont permis de déterminer le diamètre optimal du tube de refroidissement permettant d'avoir les meilleures performances.

Les simulations numériques effectuées ont permis une bonne compréhension des écoulements de fluide dans les prototypes 1 et 2 et de mettre en évidence l'influence de la hauteur du vitrage et de l'absorbeur sur les distributions de températures dans ces derniers.

# *Conclusion Générale*

# Conclusion générale

La ventilation est un procédé permettant de renouveler l'air intérieur des bâtiments et des locaux d'habitation. Le recours à la ventilation naturelle à travers des ouvertures dans le but de maintenir dans les locaux d'habitation les conditions de confort thermique acceptables est un concept parfaitement intégré dans l'architecture traditionnelle des pays situés en région méditerranéenne.

Les systèmes de ventilation mécanique ont l'implication indésirable directe sur la consommation d'énergie car ils exigent dans leur fonctionnement plus d'électricité suivant la puissance désirée. Il faut donc réduire les besoins en assurant une bonne aération tout en privilégiant la ventilation naturelle. Pour le bâtiment, une ventilation bien conçue limite les risques de condensation, de moisissure, de champignons, d'acariens et de poussière. Pour la santé de l'occupant, elle limite les concentrations de monoxyde de carbone, de dioxyde de carbone, de germes et de micro-organismes.

L'Algérie dispose d'un potentiel en énergie solaire assez important, particulièrement dans les régions du sud du pays. L'utilisation rationnelle de ce potentiel énergétique fort important contribuera à la réduction de la consommation énergétique dans le domaine de la climatisation par compression mécanique.

Dans le cadre de ce travail de thèse on s'est intéressé à deux systèmes de ventilation passive : l'un est basé sur une simple cheminée solaire et l'autre est relatif à un système de ventilation utilisant ce système combiné avec un échangeur de chaleur enterré air/sol.

Il est à souligner que ce système est un excellent système de ventilation passive. Elle est conçue pour maximiser l'effet de ventilation en maximisant le gain solaire, créant ainsi une différence suffisante de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment pour créer une circulation d'air.

L'objectif principal de ce travail de thèse est relatif à une étude expérimentale et théorique d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire dans le but de

déterminer les performances de ce système. Trois prototypes d'essais ont été analysés. Après détermination de l'évolution des températures et des vitesses d'écoulements pour chaque prototype, le débit d'air, l'efficacité du système ainsi que le taux de renouvellement d'air sont ainsi déduites.

Les résultats obtenus ont montré que :

- L'augmentation du rayonnement provoque une augmentation des températures de l'absorbeur, du vitrage ainsi que la température moyenne du fluide dans la cheminée ;
- Le fonctionnement de la cheminée dépend de l'intensité du rayonnement, la cheminée crée un courant d'air à l'intérieur de la chambre par effet de flottabilité ;
- Le diamètre optimal du tube de l'échangeur enterré pour un meilleur fonctionnement du système est  $d=0,04\text{m}$  ;
- Le régime permanent est obtenu pour un temps voisinant 50 min ;
- Le modèle mathématique utilisé est rapporté dans la littérature. Il a été complété par la prise en charge du régime transitoire. Vu les faibles dimensions de la chambre correspondant aux prototypes étudiés (1mX1mX1m) ainsi que les vitesses d'écoulements d'air dans la cheminée, les hypothèses utilisées sont justifiées dans la littérature ;
- Les résultats obtenus ont permis une bonne compréhension des écoulements de fluide dans les prototypes 1 et 2. De justifier certaines hypothèses simplificatrices sur lesquelles est basé le modèle mathématique et de mettre en évidence l'influence de la hauteur du vitrage et de l'absorbeur sur les distributions de températures dans ces derniers ;
- Un bon accord est observé entre les résultats théoriques et expérimentaux. L'écart observé au niveau de l'absorbeur est dû aux pertes thermiques non prise en compte dans le modèle mathématique.

Comme perspectives, on propose l'amélioration du modèle mathématique utilisé pour se rapprocher plus de la réalité physique (échelle réelle), par une prise en compte de l'évolution spatio- temporelle des températures, afin de voir la limite d'utilisation des hypothèses simplificatrices dans le modèle. Procéder à des essais expérimentaux

sur des maquettes proches de l'échelle réelle. Des simulations sur codes CFD peuvent également être envisagées afin de représenter les écoulements dans la cheminée pour différentes conditions opératoires.

---

## ***REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES***

---

## Références Bibliographiques

- [1] LINDEN, Paul F. The fluid mechanics of natural ventilation. Annual review of fluid mechanics, 1999, vol. 31, no 1, p. 201-238.
- [2] EMMERICH, Steven John, DOLS, W. Stuart, AXLEY, James W., et al. Natural ventilation review and plan for design and analysis tools. US Department of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, 2001.
- [3] BANSAL, N. K., MATHUR, Rajesh, BHANDARI, M. S. Solar chimney for enhanced stack ventilation. Building and environment, 1993, vol. 28, no 3, p. 373-377.
- [4] NIKAS, K.-S., NIKOLOPOULOS, N., et NIKOLOPOULOS, A. Numerical study of a naturally cross-ventilated building. Energy and Buildings, 2010, vol. 42, no 4, p. 422-434.
- [5] GAN, Guohui. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. Energy and buildings, 2006, vol. 38, no 5, p. 410-420.
- [6] HARRIS, D. J. HELWIG, N. Solar chimney and building ventilation. Applied Energy, 2007, vol. 84, no 2, p. 135-146.
- [7] HOLLMULLER, Pierre. Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. 2002.
- [8] UCAR, Aynur and BALO, Figen. Determination of the energy savings and the optimum insulation thickness in the four different insulated exterior walls. Renewable Energy, 2010, vol. 35, no 1, p. 88-94.
- [9] SHARIAH, Adrian, TASHTOUSH, Brhan, et ROUSAN, Akram. Cooling and heating loads in residential buildings in Jordan. Energy and buildings, 1997, vol. 26, no 2, p. 137-143.
- [10] WULLENS, Sébastien. Étude numérique de la ventilation naturelle, mise en oeuvre d'un modèle fin dans une simulation de thermique du bâtiment. 2015. Thèse de doctorat. Université Grenoble Alpes.
- [11] FANGER, Poul O. Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering. Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering., 1970.
- [12] THONG, Tan Boon, QUAAN, Lew Mai, et SENG, Ong Kok. Simulations of Flow in a Solar Roof Collector Driven by Natural Convection. 2007.
- [13] FATHY, Hassan. Vernacular architecture: principles and examples with reference to hot arid climates. University of Chicago Press, 1986.
- [14] BERKANE, AYYOUB. L'effet de l'orientation d'un bâtiment sur le potentiel de ventilation naturelle dans les régions à climat chaud et sec (BECHAR, ADRAR, TAMANRASSET). 2019. Thèse de doctorat. Université Mohamed Khider-Biskra.

## *Références Bibliographiques*

---

- [15] KHEDARI, J., INGKAWANICH, S., WAEWSAK, J., et al. A PV system enhanced the performance of roof solar collector. *Building and Environment*, 2002, vol. 37, no 12, p. 1317-1320.
- [16] KANEKO, Y., SAGARA, K., YAMANAKA, T., et al. Ventilation performance of solar chimney with built-in latent heat storage. In : *Proceedings of 10th International Conference of Thermal Energy Conference (ECOSTOCK)*. 2006. p. 105-111.
- [17] KHEDARI, J., HIRUNLABH, J., and BUNNAG, T. Experimental study of a Roof Solar Collector towards the natural ventilation of new habitations. *Renewable energy*, 1996, vol. 8, no 1-4, p. 335-338.
- [18] COOK, Malcolm and SHORT, Alan. Natural ventilation and low energy cooling of large, non-domestic buildings—four case studies. *International journal of ventilation*, 2005, vol. 3, no 4, p. 283-294.
- [19] KHEDARI, Joseph, MANSIRISUB, Weerapong, CHAIMA, Sompong. Field measurements of performance of roof solar collector. *Energy and Buildings*, 2000, vol. 31, no 3, p. 171-178.
- [20] GAN, Guohui. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy and buildings*, 2006, vol. 38, no 5, p. 410-420.
- [21] SHINADA, Yoshiteru, KIMURA, Ken-ichi, KATSURAGI, Hiromasa, et al. Natural ventilation system for a school building combined with solar chimney and underground pit. In : *Proceedings of Clima*. 2007. p. 539-546.
- [22] KHANAL, Rakesh et LEI, Chengwang. Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2011, vol. 43, no 8, p. 1811-1819.
- [23] MAEREFAT, M. et HAGHIGHI, A. P. Natural cooling of stand-alone houses using solar chimney and evaporative cooling cavity. *Renewable energy*, 2010, vol. 35, no 9, p. 2040-2052.
- [24] OULD-HENIA, Amina. Choix climatiques et construction: zones arides et semi-arides, maison à cour de Bou-Saada. 2003. Thèse de doctorat. Verlag nichtermittelbar.
- [25] MEDJELAKH, D. and ABDOU, S. Impact de l'inertie thermique sur le confort hygrothermique et la consommation énergétique du bâtiment. *Journal of Renewable Energies*, 2008, vol. 11, no 3, p. 329–341-329–341.
- [26] <https://fr.maps-algeria.com>
- [27] DIMOUDI, A. Solar chimneys in buildings—The state of the art. *Advances in Building Energy Research*, 2009, vol. 3, no 1, p. 21-44.
- [28] LEON, M. Augustus et KUMAR, S. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar energy*, 2007, vol. 81, no 1, p. 62-75.
- [29] PILLAI, P. K. C. et AGARWAL, R. C. Factors influencing solar energy collector efficiency. *Applied Energy*, 1981, vol. 8, no 3, p. 205-213.
- [30] LIU, Tao, LIN, Wenxian, GAO, Wenfeng, et al. A parametric study on the thermal performance of a solar air collector with a v-groove absorber. *International Journal of Green Energy*, 2007, vol. 4, no 6, p. 601-622.
- [31] LEE, Kwang Ho et STRAND, Richard K. Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney. *Energy and Buildings*, 2009, vol. 41, no 6, p. 615-621.

## *Références Bibliographiques*

---

- [32] PAVLOU, K., VASILAKOPOULOU, K., et SANTAMOURIS, M. The impact of several construction elements on the thermal performance of solar chimneys. *International Journal of Ventilation*, 2009, vol. 8, no 3, p. 277-285.
- [33] BANSAL, N. K., MATHUR, Rajesh, et BHANDARI, M. S. A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings. *Building and Environment*, 1994, vol. 29, no 4, p. 495-500.
- [34] NOUANÉGUÉ, H. F., ALANDJI, L. R., et BILGEN, E. J. R. E. Numerical study of solar-wind tower systems for ventilation of dwellings. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, no 3, p. 434-443.
- [35] MIYAZAKI, Takahiko, AKISAWA, A., et KASHIWAGI, T. J. R. E. The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate. *Renewable Energy*, 2006, vol. 31, no 7, p. 987-1010.
- [36] MARTI, J., HERAS-CELEMIN, M. R., et al. Dynamic physical model for a solar chimney. *Solar Energy*, 2007, vol. 81, no 5, p. 614-622.
- [37] AFONSO, Clito et OLIVEIRA, Armando. Solar chimneys: simulation and experiment. *Energy and buildings*, 2000, vol. 32, no 1, p. 71-79.
- [38] KORONAKIS, P. S. Solar chimney dynamic performance under typical Mediterranean summer conditions. *International journal of solar energy*, 1992, vol. 13, no 2, p. 73-84.
- [39] BASSIOUNY, Ramadan et KOURA, Nader SA. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. *Energy and buildings*, 2008, vol. 40, no 5, p. 865-873.
- [40] ONG, K. S. et CHOW, C. C. Performance of a solar chimney. *Solar energy*, 2003, vol. 74, no 1, p. 1-17.
- [41] MATHUR, Jyotirmay, BANSAL, N. K., MATHUR, Sanjay, et al. Experimental investigations on solar chimney for room ventilation. *Solar Energy*, 2006, vol. 80, no 8, p. 927-935.
- [42] ABOULNAGA, M. M. et ABDRABOH, S. N. Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney. *Renewable energy*, 2000, vol. 19, no 1-2, p. 47-54.
- [43] HIRUNLABH, J., KONGDUANG, W., NAMPRAKAI, P., et al. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. *Renewable Energy*, 1999, vol. 18, no 1, p. 109-119.
- [44] JIANLIU, Xu et WEIHUA, Liu. Study on solar chimney used for room natural ventilation in Nanjing. *Energy and Buildings*, 2013, vol. 66, p. 467-469.
- [45] RABANI, Ramin, FAGHIH, Ahmadreza K., RABANI, Mehrdad, et al. Numerical simulation of an innovated building cooling system with combination of solar chimney and water spraying system. *Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 50, no 11, p. 1609-1625.
- [46] NARAGHI, Mohammad H. et BLANCHARD, Sylvain. Twenty-four hour simulation of solar chimneys. *Energy and Buildings*, 2015, vol. 94, p. 218-226.

## *Références Bibliographiques*

---

- [47] HAGHIGHI, A. P. et MAEREFAT, M. Solar ventilation and heating of buildings in sunny winter days using solar chimney. *Sustainable Cities and Society*, 2014, vol. 10, p. 72-79.
- [48] LI, Jing et LI, Deying. The Study on Numerical Simulation of Classrooms Using Hybrid Ventilation Under Different Solar Chimney Radiation. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 121, p. 1083-1088.
- [49] HE, Guoqing, ZHANG, Jianshun, et HONG, Shiyi. A new analytical model for airflow in solar chimneys based on thermal boundary layers. *Solar Energy*, 2016, vol. 136, p. 614-621.
- [50] ASADI, Somaye, FAKHARI, Maryam, FAYAZ, Rima, et al. The effect of solar chimney layout on ventilation rate in buildings. *Energy and Buildings*, 2016, vol. 123, p. 71-78.
- [51] HOSIEN, M. A. et SELIM, S. M. Effects of the geometrical and operational parameters and alternative outer cover materials on the performance of solar chimney used for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2017, vol. 138, p. 355-367.
- [52] HOSSEINI, Seyedeh Sahar, RAMIAR, Abas, et RANJBAR, Ali Akbar. Numerical investigation of rectangular fin geometry effect on solar chimney. *Energy and Buildings*, 2017, vol. 155, p. 296-307.
- [53] SALEEM, Ahmed Abdeen, BADY, Mahmoud, OOKAWARA, Shinichi, et al. Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy and Buildings*, 2016, vol. 133, p. 360-370.
- [54] LI, Yongcai, LIU, Shuli, et LU, Jun. Effects of various parameters of a PCM on thermal performance of a solar chimney. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 127, p. 1119-1131.
- [55] ZHU, Jiayin et CHEN, Bin. A Mathematic Model of a Color-changed Passive Solar House. *Energy Procedia*, 2017, vol. 105, p. 1009-1014.
- [56] BAXEVANOU, Catherine et FIDAROS, Dimitris. Numerical Study of Solar Chimney Operation in a two story Building. *Procedia Environmental Sciences*, 2017, vol. 38, p. 68-76.
- [57] MATHUR, Jyotirmay, MATHUR, Sanjay, et al. Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2006, vol. 38, no 10, p. 1156-1163.
- [58] ZAMORA, B. et KAISER, A. S. Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation. *Applied Thermal Engineering*, 2009, vol. 29, no 4, p. 762-769.
- [59] LEI, Yonggang, ZHANG, Yuwen, WANG, Fei, et al. Enhancement of natural ventilation of a novel roof solar chimney with perforated absorber plate for building energy conservation. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 107, p. 653-661.
- [60] BASSIOUNY, Ramadan et KORAH, Nader SA. Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate. *Energy and Buildings*, 2009, vol. 41, no 2, p. 190-196.

## *Références Bibliographiques*

---

- [61] MAEREFAT, Mehdi et HAGHIGHI, A. P. Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*, 2010, vol. 35, no 10, p. 2316-2324.
- [62] ABDALLAH, Amr Sayed Hassan, HIROSHI, Yoshino, GOTO, Tomonobu, et al. Parametric investigation of solar chimney with new cooling tower integrated in a single room for New Assiut city, Egypt climate. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 2014, vol. 5, no 2, p. 1-9.
- [63] SUDPRASERT, Sudaporn, CHINSORRANANT, Chatchawin, et RATTANADECHO, Phadungsak. Numerical study of vertical solar chimneys with moist air in a hot and humid climate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 102, p. 645-656.
- [64] JAFARI, Azadeh et POSHTIRI, Amin Haghghi. Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney. *Journal of cleaner production*, 2017, vol. 141, p. 662-682.
- [65] ARCE, J., JIMÉNEZ, M. J., GUZMÁN, J. D., et al. Experimental study for natural ventilation on a solar chimney. *Renewable Energy*, 2009, vol. 34, no 12, p. 2928-2934.
- [66] SCHOLLER. M.CFD simulations of a solar chimney, World Renewable Energy Congress (WREC 2005), Aberdeen, United Kingdom, 2005.
- [67] MATHUR, J., ANUPMA, Mathur S., et al. Experimental investigation on four different types of solar chimneys. *Advances in Energy Research*, 2006, vol. 12, no 6, p. 151-156.
- [68] ONG, K. S. A mathematical model of a solar chimney. *Renewable energy*, 2003, vol. 28, no 7, p. 1047-1060.
- [69] CHEN, Zheng D., BANDOPADHAYAY, P., HALLDORSSON, J., et al. An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux. *Building and Environment*, 2003, vol. 38, no 7, p. 893-906.
- [70] BANSAL, N. K., MATHUR, Jyotirmay, MATHUR, Sanjay, et al. Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation. *Building and Environment*, 2005, vol. 40, no 10, p. 1302-1308.
- [71] CHANTAWONG, Preeda, HIRUNLABH, Jongjit, ZEGHMATI, Belkacem, et al. Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls. *Solar Energy*, 2006, vol. 80, no 3, p. 288-297.
- [72] PUNYASOMPUN, Sompop, HIRUNLABH, Jongjit, KHEDARI, Joseph, et al. Investigation on the application of solar chimney for multi-storey buildings. *Renewable Energy*, 2009, vol. 34, no 12, p. 2545-2561.
- [73] KHANAL, Rakesh et LEI, Chengwang. An experimental investigation of an inclined passive wall solar chimney for natural ventilation. *Solar Energy*, 2014, vol. 107, p. 461-474.
- [74] LEE, Duen-Sheng, HUNG, Tzu-Chen, LIN, Jaw-Ren, et al. Experimental investigations on solar chimney for optimal heat collection to be utilized in organic Rankine cycle. *Applied energy*, 2015, vol. 154, p. 651-662.
- [75] BUREK, S. A. M. et HABEB, A. Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls. *Energy and Buildings*, 2007, vol. 39, no 2, p. 128-135.

## *Références Bibliographiques*

---

- [76] LI, Yongcai et LIU, Shuli. Experimental study on thermal performance of a solar chimney combined with PCM. *Applied Energy*, 2014, vol. 114, p. 172-178.
- [77] NANDA, Arun Kumar et PANIGRAHI, C. K. A state-of-the-art review of solar passive building system for heating or cooling purpose. *Frontiers in Energy*, 2016, vol. 10, no 3, p. 347-354.
- [78] DRORI, U., DUBOVSKY, Vadim, et ZISKIND, Gennady. Experimental verification of induced ventilation. *Journal of Environmental Engineering*, 2005, vol. 131, no 5, p. 820-826.
- [79] ZISKIND, G., DUBOVSKY, V., et LETAN, R. Ventilation by natural convection of a one-story building. *Energy and Buildings*, 2002, vol. 34, no 1, p. 91-101.
- [80] BACHAROUDIS, Evangellos, VRACHOPOULOS, Michalis Gr, KOUKOU, Maria K., et al. 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*, 2007, vol. 27, no 13, p. 2266-2275.
- [81] UNGKOON, Y. A preliminary study of hydrothermal performance of concrete walls and development of a mathematical model simulation under hot humid climate of Thailand, *Proceedings of the International Conference on Modeling and Simulation*, 2006, 3–5 April 2006, Kuala Lumpur, Malaysia.
- [82] AL-KAYIEM, Hussain H., SREEJAYA, K. V., et GILANI, Syed Ihtsham Ul-Haq. Mathematical analysis of the influence of the chimney height and collector area on the performance of a roof top solar chimney. *Energy and Buildings*, 2014, vol. 68, p. 305-311.
- [83] IMRAN, Ahmed Abdunabi, JALIL, Jalal M., et AHMED, Sabah T. Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney. *Renewable Energy*, 2015, vol. 78, p. 236-244.
- [84] MOOSAVI, Leila, ZANDI, Majid, BIDI, Mokhtar, et al. New design for solar chimney with integrated windcatcher for space cooling and ventilation. *Building and Environment*, 2020, vol. 181, p. 106785.
- [85] JELGHAMRY, Rania et HASSAN, Hamdy. An experimental work on the impact of new combinations of solar chimney, photovoltaic and geothermal air tube on building cooling and ventilation. *Solar Energy*, 2020, vol. 205, p. 142-153.
- [86] KONG, Jing, NIU, Jianlei, et LEI, Chengwang. A CFD based approach for determining the optimum inclination angle of a roof-top solar chimney for building ventilation. *Solar Energy*, 2020, vol. 198, p. 555-569.
- [87] JIMÉNEZ-XAMÁN, C., XAMÁN, J., GIJÓN-RIVERA, M., et al. Assessing the thermal performance of a rooftop solar chimney attached to a single room. *Journal of Building Engineering*, 2020, vol. 31, p. 101380.
- [88] CAO, Yan, SINAGA, Nazaruddin, POURHEDAYAT, Samira, et al. Innovative integration of solar chimney ventilator, solar panel and phase change material; under real transient weather condition of Hong Kong through different months. *Renewable Energy*, 2021, vol. 174, p. 865-878.
- [89] ALIMI, Sonia, NCIRI, Rached, NASRI, Faouzi, et al. Performance investigation of an original hybrid solar façade system used for HDH desalination and building natural ventilation. *Journal of Building Engineering*, 2021, vol. 42, p. 102515.

## ***Références Bibliographiques***

---

**[90]**SOTO, Andrés, MARTÍNEZ, Pedro J., MARTÍNEZ, Pedro, et al. Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys. *Journal of Building Engineering*, 2021, vol. 43, p. 102562.

**[91]**BERNARD, Roger, MENGUY, Gilbert, et SCHWARTZ, Marcel. *Le rayonnement solaire: conversion thermique et applications*. Technique et documentation, 1980.

**[92]**SEMMACHE, Mahdi. *Etude des transferts de chaleur dans un échangeur enterré air/sol*. Université de Biskra, Algérie, 2017.

**[93]**JONASGuerdat, M. Schaffner, J. Vuillaume, *Travail interdisciplinaire L'isolation thermique des bâtiments*, Rapport interne, CPP – MPT A, France, 2007.

---

# ***ANNEXES***

---

# Annexes

## Annexe1

**Tableau III.1:** Corrélations donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire (M. Semmache)[92]

Auteur	Équation	Condition d'utilisation
<b>HANSEN</b>	$Nu = \left[ 3,22 + \frac{0.0668GZ}{1 + 0.04 + GZ^{\frac{2}{3}}} \right] \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	$GZ = Pr Re \frac{D}{L}$ $GZ < 100, \frac{D}{L} \leq 0.03Re$
<b>HUG</b>	$Nu = 1.62(Pr Re \frac{D}{L})^{\frac{1}{3}}$	-----
<b>SIEDER ET TATE</b>	$Nu = 1.86(GZ^{\frac{1}{3}}) \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	$GZ < 100, \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right) \leq 10$ $\frac{D}{L} \leq 0.03Re$
<b>SIEDER ET TATE</b>	$Nu = 1.86(Pr Re)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	$Re < 2100$

**Tableau III.2:** Corrélations donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent (M. Semmache)[92]

Auteur	Equation	Condition d'utilisation
<b>GNIELINSKI</b>	$Nu = \frac{\Omega}{8} \frac{(Re 10^3) Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{\Omega}{8} \right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{D_{int}}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$	$0.06 < Pr < 2000$ $2300 < Re < 10^6$ $0 < \left( \frac{D_{int}}{L} \right) < 1$
<b>NUSELT</b>	$Nu = 0.036 Re^{0.08} Pr^{0.33} \left( \frac{D}{L} \right)^{0.055}$	$10 < \left( \frac{D}{L} \right) < 400$

<b>MCADAMS</b>	$Nu = 0.023R_e^{0.8}P_r^n \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{0.7} \right]$	-----
<b>COLBURN</b>	$Nu = 0.026R_e^{\frac{4}{5}}P_r^{\frac{1}{3}}$	200 < $R_e$ < 32000 Disposition des tubes en ligne
	$Nu = 0.033R_e^{\frac{4}{5}}P_r^{\frac{1}{3}}$	200 < $R_e$ < 32000 Disposition quiconque des tubes
<b>SIEDER ET TATE</b>	$Nu = 0.027R_e^{0.8}P_r^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	0.7 < $P_r$ < 16700 $R_e > 10000, \frac{D}{L} > 60$
<b>SLEICHER</b>	$Nu = 5 + 0.01R_e^{0.85}P_r^{0.93}$	0.1 < $P_r$ < $10^5$ $10^4 < R_e < 10^6$
	$Nu = 4.48 + 0.0156 R_e^{0.85}P_r^{0.93}$	$P_r < 0.1, T_p = cet$
	$Nu = 6.3 + 0.0167 R_e^{0.85}P_r^{0.93}$	$P_r < 0.1, q_r = cet$

## Annexe2

### **Méthode de Gauss Seidel :**

La méthode de Gauss Seidel est utilisée pour résoudre les équations gouvernantes.

Soit le système linéaire suivant :

$$A \times T = B$$

Où: A: est une matrice carrée d'ordre n x n.

B : est la matrice colonne du deuxième membre d'ordre n.

T: est le vecteur des inconnus d'ordre n.

Ecrivons "A" sous la forme suivante :

$$A = M - N$$

Où: M = D - L

$$N = U$$

Avec :     D : est la matrice diagonale.  
               L : est la matrice inférieure.  
               U : est la matrice supérieure.

La matrice " A " s'écrit comme suit :

$$A = (D - L) - U$$

Pour un vecteur initial  $T^0$ , on peut écrire :

$$T^1 = (D-L)^{-1} \times U \times T^0 + (D-L)^{-1} \times b$$

Comme l'inverse de (D-L) peut être compliqué à calculer, on préfère écrire le système comme suit :

$$(D-L) \times T^1 = U \times T^0 + b$$

$$D \times T^1 = L \times T^1 + U \times T^0 + b$$

Où :

$$T^1 = D^{-1} \times L \times T^1 + D^{-1} \times U \times T^0 + D^{-1} \times b$$

$$T^{K+1} = D^{-1} \times L \times T^{K+1} + D^{-1} \times U \times T^K + D^{-1} \times b$$

En développant cette récurrence vectorielle on obtient :

$$T^{(K+1)}_1 = ( b_1 - a_{12} \times T^{(K)}_2 - a_{13} \times T^{(K)}_3 \dots \dots \dots - a_{1n} \times T^{(K)}_n ) / a_{11}$$

$$T^{(K+1)}_2 = ( b_2 - a_{21} \times T^{(K)}_1 - a_{23} \times T^{(K)}_3 \dots \dots \dots - a_{2n} \times T^{(K)}_n ) / a_{22}$$

⋮

$$T^{(K+1)}_n = ( b_n - a_{n1} \times T^{(K)}_1 - a_{n3} \times T^{(K)}_3 \dots \dots \dots - a_{nn} \times T^{(K)}_n ) / a_{nn}$$