

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



Ecole Nationale Polytechnique  
Département de Génie Mécanique

## Mémoire de Magister

Spécialité: Génie Mécanique

Option: Energétique

Présenté par :

**EL HELLA Adel Lamine**  
Ingénieur d'état en Génie Mécanique

### THEME

*Analyse des Ecoulements dans les systèmes  
à base de Cheminée Solaire  
pour la Ventilation des Locaux d'Habitation*

*Devant le jury composé de Messieurs :*

*Chérif LARBES*

*Professeur , ENP*

*Président*

*Salah LARBI*

*Professeur , ENP*

*Rapporteur*

*Boussad BOUMEDANE*

*Professeur, U- Blida*

*Examineur*

*Bouzid BENKOUSSAS*

*M.C-A, ENP*

*Examineur*

*Septembre 2012*



**خلاصة :** العمل المقدم في هذه المذكرة متعلق بدراسة التهوية الطبيعية للبيانات السكنية باستعمال المداخن الشمسية , وذلك من خلال دراسة تدفق الهواء داخل هذه الأنظمة وفقا لمعطيات هندسية و بيئية مثل حجم و عرض مدخل المدخنة اللذان يعتبران أن لهما تأثيرا معتبرا في نسبة التهوية , إختارنا منطقة أدرار بالنظر لتوفر المعطيات وكذلك لما تتميز به المنطقة من طاقة إشعاع شمسي مرتفعة جدا مقارنة مع مناطق أخرى في الجزائر , لقد استعملنا طريقة المحاكاة العددية لتصوير نموذج التدفق داخل الغرفة وكذلك في المدخنة , و قمنا بمقارنتها مع نتائج دراسة نظرية متوفرة لدينا و منشورة مسبقا , تحصلنا على تطابق مقبول بين نتائج دراستنا الحالية و نتائج الدراسة المنشورة خاصتا فيما يتعلق بنسبة تجدد حجم هواء الغرفة في كل ساعة (ACH), وكذلك بالنسبة لسرعة خروج الهواء من المدخنة و التدفق , لاحظنا أن عرض المدخنة له تأثير أكبر من حجم مدخل المدخنة على (ACH) , واستنتجنا بأن ( $d/w = 0.25$ ) هو حجم المدخل الأمثل .

**الكلمات الدلالية:** المداخن الشمسية , التهوية الطبيعية , المحاكاة العددية .

**Résumé :** Le concept de la cheminée solaire utilisé pour améliorer la ventilation naturelle des locaux d'habitations a été analysé sous les aspects modélisation mathématique et numérique. L'influence des paramètres géométriques et environnementaux, telle que la taille d'entrée et la largeur de la cheminée, considérées comme ayant un effet significatif sur la ventilation des locaux, a été étudiée. L'aspect dynamique des fluides a été analysé afin de prévoir la configuration d'écoulement dans la chambre, permettant ainsi l'optimisation des paramètres de conception. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions de l'Algérie. Les résultats obtenus dans le cadre de cette étude ont été comparés à eux issus de la littérature. Un bon accord a été observé entre les différents résultats. Les résultats obtenus ont montré que la largeur de la lame d'air un effet plus important sur le taux de renouvellement d'air, ACH, par rapport à la taille d'entrée de la cheminée et que le rapport ( $d/w = 0.25$ ) est la taille d'entrée optimale.

**Mots-Clés :** Cheminée solaire, ventilation passive, convection naturelle, simulation numérique, ACH.

**Abstract:** The concept of solar chimney is used for improving the natural ventilation of dwellings. The problem is modeled mathematically and solved numerically. This study has examined some geometrical and environmental parameters such as inlet size and width, which are considered to have a significant effect on ventilation. The Numerical analysis is intended to provide for the flow pattern in the room, and as well as in the chimney. This would help to optimize the design parameters. The site of Adrar is chosen considering its energy potential quite interesting compared to other regions of Algeria. Our results were compared with theoretical results published, We find a good agreement between our study and the published results for the room air change per hour « ACH ». Further, it was noticed that the chimney width has a more significant effect on ACH compared to the chimney inlet size. The results showed that ( $d/w = 0.25$ ) is the optimal inlet size.

**Keywords:** Solar chimney, Natural convection, Natural ventilation, CFD, ACH.

---

## **Remerciements**

*Pour commencer, je tiens à remercier le bon dieu qui m'a prêté la vie, la santé, la volonté et le courage pour achever ce modeste travail.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et sincères remerciements à mon directeur de mémoire, Monsieur LARBI Salah, Professeur à l'ENP, de m'avoir proposé ce sujet et de l'aide précieuse qu'il m'a apporté tout au long de la réalisation de ce travail.*

*J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur Chérif LARBES, Professeur à l'ENP, d'avoir accepté de juger ce travail et de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance.*

*Mes profonds remerciements s'adressent à Messieurs Boussad BOUMEDANE, Professeur à l'Université de Blida et Bouzid BENKOUSSAS, Maître de Conférence- Classe A à l'ENP d'avoir accepter d'examiner ce travail.*

*Enfin, je remercie toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près à la réalisation de ce travail.*

---

## *Dédicace*

*A mes très chers parents qui ont toujours été là pour  
moi, et qui m'ont donné  
un magnifique modèle de labeur et de persévérance.  
« Que DIEU vous Protège ».*

*A ma famille*

*Mes collègues et amis,*

*Et, tous les enseignants de l'École  
Nationale Polytechnique.*

*ADEL*

## Sommaire

Résumé.....	I
Remerciement.....	II
Dédicace.....	III
Sommaire.....	1
Nomenclature.....	4
Introduction générale .....	6

### Chapitre I: Généralité sur la ventilation naturelle

I.1. Introduction :.....	11
I.2. Fonctions de la ventilation :.....	11
I.3. Les Besoins de renouvellement de l'air :.....	11
I.4. Les types de la ventilation :.....	12
I.4.1. La ventilation mécanique :.....	12
I.4.2. La ventilation naturelle :.....	13
I.4.2.1 .Conceptions des systèmes de ventilation naturelle :.....	15
I.4.2.1.1. Flux traversant :.....	15
I.4.2.1.2.Cheminée (tirage), extraction simple :.....	16
I.4.2.1.3. Cheminée solaire(tirage thermique), atrium solaire :.....	16
I.4.2.1.4. La ventilation hybride :.....	16
I.4.2.1.4.1. Cheminée à tirage assisté :.....	17
I.4.2.1.4.2. Ventilation descendante (cheminée à tirage assisté plus tour à vent) :.....	17
I.4.2.1.4.3. Conduits enterrés :.....	17
I.4.2.2. Différentes cavités utilisé en ventilation naturelle :.....	17
I.4.2.2.1. Le mur trombe :.....	18
I.4.2.2.2. La façade à double peau:.....	19
I.4.2.2.3. La cheminée solaire :.....	20
I.4.2.2.3.1. Effet de cheminée :.....	21
I.4.2.2.3.2. Principe d'écoulement :.....	21
I.4.2.2.3.3. Modes d'opérations d'une cheminée solaire:.....	21
I.4.2.2.3.4. Types de cheminée solaire :.....	22
I.4.2.2.4. Echangeur air-sol ( Le Puits Canadian) :.....	24
I.4.2.2.4.1. Définition:.....	24
I.4.2.2.4.2. Les composants du puits canadien :.....	24
I.4.2.2.4.3. Avantages d'échangeur air- sol :.....	25
I.4.2.2.4.4. Inconvénients d'échangeur air- sol :.....	25
I.4.2.2.5. Le rafraîchissement évaporatif :.....	25
I.4.2.2.5.1. Les Avantages :.....	26
I.4.2.2.5.2. Les Inconvénients :.....	26
I.5. Conclusion :.....	27

### Chapitre II : Analyse bibliographique et synthèse des connaissances approprié à la cheminée

II.1.Introduction :.....	29
II.2. Analyse de la cheminée solaire verticale:.....	29
II.3. L'effet de l'inclinaison sur la cheminée solaire :.....	35
II.4. Cheminée solaire associé à une autre technique de ventilation :.....	37
II. 5. Conclusion:.....	39

### Chapitre III : Aperçu sur les Transferts Thermiques

III. I. Introduction :.....	42
III.2. Les différents modes de transferts thermiques :.....	42
III.2.1. La conduction :.....	42
III.2.2. La Convection :.....	43

III.2.2.1. Définition et classification :	43
III.2.2.2. La convection naturelle :	43
III.2.2.3. La convection forcée :	43
III.2.2.4. La convection mixte :	44
III.2.2.4.1. Convection mixte dans une conduite verticale :	44
III.2.2.5. Loi de refroidissement de Newton :	45
III.2.3. Le rayonnement :	45
III.2.3.1. Définitions :	45
III.2.3.2. Flux radiatif entre surfaces opaques séparées par un milieu transparent :	46
III.3. Les nombres adimensionnels :	47
III.3.1. Le nombre de Reynolds :	47
III.3.2. Le nombre de Prandtl :	47
III.3.3. Le nombre de Nusselt :	47
III.3.4. Nombre de Rayleigh :	48
III.3.5. Nombre de Grashof :	48

### Chapitre IV : Modélisation Mathématique

IV.1. Introduction :	50
IV.2. Modèles physique et mathématique :	50
IV.2.1. Modèle physique :	50
IV.2.2. Modèle Mathématique :	52
IV.2.2.1. Le bilan énergétique sur le vitrage :	52
IV.2.2.2. Le bilan énergétique sur l'air circulant :	53
IV.2.2.3. Le bilan énergétique sur le mur absorbeur :	54
IV.3. Les paramètres caractéristiques de la cheminée solaire :	55
IV.3.1. Distributions des températures sur l'absorbeur, le vitrage et le long du canal d'air :	55
IV.3.2. Débit massique d'air à travers la cheminée :	57
IV.3.3. Taux de renouvellement d'air (ACH):	57
IV.3.4. Les corrélations empiriques utilisées :	57
IV.4. Organigramme de calcul :	59

### Chapitre V : Modélisation Numérique.

V.1. Introduction :	61
V.2. Logiciels CFD :	61
V.2.1. Avantage des codes CFD :	61
V.3. Fluent :	62
V.4. Modélisation de la cheminée solaire:	64
V.4.1. Dimensions de la structure :	64
V.4.2. Maillage (GAMBIT) :	65
V.4.3. Les hypothèses :	66
V.4.4. Les équations régissant :	66
V.4.4.1. Equation de continuité :	66
V.4.4.2. Equation de conservation de quantité de mouvement :	67
V.4.4.3. Equation de l'énergie :	68
V.4.5. Approximation de Boussinesq :	69
V.4.6. Les conditions aux limites :	69
V.5. Organigramme de calcul :	70
V.6. Conclusion :	70

### Chapitre VI : Résultats et discussion

VI.1. Introduction :	72
VI.2. Résultats et interprétations :	72

VI.2.1.Comparaison entre nos résultats avec ceux de la littérature :.....	73
VI.2.1.1.Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur absorbeur et le long du canal d'air en fonction du rayonnement solaire incident :.....	73
VI.2.1.2. L'effet de l'intensité du rayonnement solaire sur le taux de renouvellement d'air ACH :.....	74
VI.2.2.L'effet de changer la taille d'admission sur la vitesse moyenne de sortie et le débit massique : .	76
VI.2.3. L'effet de changer la largeur de la cheminée sur la vitesse moyenne de sortie et le débit massique d'air : .....	76
VI.2.4. L'effet de varier la largeur de la cheminée sur l'ACH pour différentes intensités solaires à une taille d'admission fixée : .....	77
VI.2.5. L'effet de varier la taille d'admission sur l'ACH pour différentes intensités solaire à une largeur de cheminée fixée :.....	78
VI.2.6. L'effet de varier la taille d'admission sur la vitesse de sortie pour différentes intensités solaire à une largeur de cheminée fixée :.....	79
VI.2.7. L'effet de varier la largeur de la cheminée sur la vitesse de sortie pour différentes intensités solaires à une taille d'admission fixée :.....	80
VI.3. Résultats relatifs au site d'Adrar : .....	81
VI.3.1. L'évolution annuelle des différentes températures moyennes :.....	81
VI.3.2. Evolution annuelle de l'ACH et la vitesse de sortie de l'air, à la suite de changer la largeur de la cheminée pour le site d'Adrar :.....	82
VI.3.3. Evolution annuelle de l'ACH et la vitesse de sortie de l'air, à la suite de changer la taille d'admission de la cheminée pour le site d'Adrar :.....	83
VI.3.4. Evolution annuelle de débit massique à la suite de changer la taille d'admission et la largeur de la cheminée pour le site d'Adrar : .....	84
VI.3.5. Evolution annuelle de l'ACH correspondant à les dimensions optimale de la cheminée solaire pour le site d'Adrar : .....	85
VI.4. Résultats de la simulation numérique du code fluent :.....	86
VI.4.1. Contrôle de la solution (convergence) : .....	86
VI.4.2. Profils de vitesse à la sortie de la cheminée: .....	87
VI.4.3. Champ dynamique : .....	87
VI.4.4. Températures et les vitesses à la sortie de la cheminée pour différentes intensités : .....	88
VI.4.5. Le champ thermique : .....	89
VI.4.6. Le champ de vitesse : .....	91
VI.4.7. La Structure de l'écoulement : .....	93
VI.4.8. Le Champ de pression : .....	94
VI.5.Conclusion : .....	95

### Conclusion Générale

Conclusion générale: .....	96
Références Bibliographiques.....	99



## Nomenclature

$A_i, A_o$	Sections d'entrée et de sortie du canal de circulation d'air [ $m^2$ ]
ACH	le taux de renouvellement d'air par heure [1 /heure]
b	la taille d'ouverture d'admission [m]
$C_d$	Coefficient de décharge du canal d'air
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
d	largeur de la cheminée [m]
g	Gravité [ $m \cdot s^{-2}$ ]
Gr	Nombre de Grashof
h	Coefficient d'échange convectif [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
H, $H_w$	hauteur de la pièce et hauteur de fenêtre [m]
I	intensité de rayonnement solaire [ $W \cdot m^{-2}$ ]
k	la conductivité thermique [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
L	longueur de la cheminée [m]
Nu	Nombre de Nusselt
P	la pression [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl
Q	quantité de chaleur [J]
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
T	température [K]
u, v	composants de la vitesse d'air [m /s]
U	coefficient global de transfert de chaleur [ $W/m^2 \cdot K$ ]
V	volume de la chambre [ $m^3$ ]
W	largeur de la pièce [m]
x, y	système de coordonnées

$\Delta w_{ins}$  Epaisseur du mur isolant [m]

**Symboles grecs**

$\alpha$  absorptivité

$\beta$  Coefficient de dilatation du fluide à pression constante [ $K^{-1}$ ]

$\varepsilon$  Emissivité ( 0.9 pour le vitrage et 0.95 pour l'absorbeur )

$\rho$  densité [ $kg/m^3$ ]

$\sigma$  constante de Stefan–Boltzmann (  $5.67 \times 10^{-8}$  [ $W/m^2.K^4$ ] )

$\tau$  Transmittivité du vitrage

**Indices**

a ambiant

c cheminée

cond conduction

conv convection

f écoulement

g vitrage

g-a de vitrage à l'air

l perte

m moyenne

r chambre

rw-g radiatif de l'absorbeur au vitrage

rg-sky radiatif du vitrage au ciel

w mur absorbeur

w-a de l'absorbeur à l'air

*Chapitre I*

*Généralité sur*

*la Ventilation Naturelle*

**I.1. Introduction :**

La ventilation permet d'introduire l'air neuf et d'extraire l'air vicié, de diluer et d'évacuer les polluants à l'origine de ces problèmes : odeurs, fumées produits de combustion, produits toxiques, vapeur d'eau, gaz carbonique, et poussières.

La ventilation n'est cependant pas qu'une question du renouvellement de l'air. Elle est également utilisée pour augmenter la température intérieure ou la diminuer, ou pour créer une sensation de fraîcheur en période chaude. Ce chapitre décrit les différents types de ventilation naturelle et les systèmes de rafraîchissement passif.

**I.2. Fonctions de la ventilation :**

Les systèmes de ventilation doivent satisfaire à des exigences d'hygiène, de confort, de respect de l'environnement et d'économie d'énergie. La ventilation est au service de trois fonctions principales [1].

- La ventilation a un rôle hygiénique qui consiste à maintenir une bonne qualité de l'air intérieur. Il s'agit essentiellement de prévenir l'accumulation de polluants gazeux et d'odeurs désagréables au sein du bâtiment.
- La ventilation a un rôle d'entretien sert à éviter ou d'éliminer la condensation de la vapeur d'eau sur les parois. Elle permet d'atteindre cet objectif de pérennité du bâti en remplaçant l'air humide par de l'air moins humide. Cette fonction est étroitement liée à la ventilation d'hygiène.
- Le troisième rôle est l'obtention d'un confort d'été en favorisant les échanges thermiques convectifs et évaporatifs, c'est la ventilation dite de confort thermique. L'augmentation du renouvellement d'air permet d'accroître les échanges avec l'air extérieur et de refroidir le bâtiment lorsque la température de l'air extérieur est inférieure à celle de l'air intérieur. Le renouvellement d'air doit être limité quand les températures s'inversent.

**I.3. Les Besoins de renouvellement de l'air :**

La quantité d'air nécessaire dépend d'un certain nombre de facteurs. Les plus importants sont :

- ✓ Le taux d'occupation de la pièce,
- ✓ La nature des activités,

- ✓ La quantité et la nature de la pollution (provenant aussi bien de l'intérieur que de l'extérieur),
- ✓ L'environnement extérieur,
- ✓ L'entretien hygiénique.

Le règlement définit les besoins de renouvellement d'air pour divers locaux tableau (I.1) :

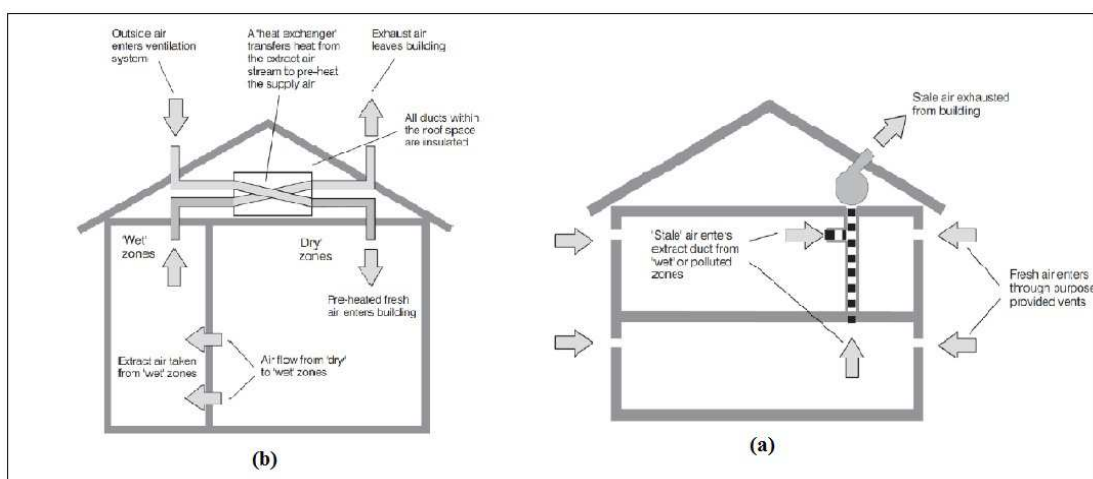
**Tableau (I.1) :**Besoins de renouvellement d'air pour divers locaux [2].

Type de local	Débit pour un local non-fumeur ( m <sup>3</sup> /h )	Débit pour un local fumeur ( m <sup>3</sup> /h )
Salle de classe	15	-
Bibliothèque, banque	18	-
Salle des fêtes, club	18	33
Supermarché	22	33
Café, restaurant	22	33
Piscine	22	-
Autres locaux sportifs	25	-

**I.4. Les types de la ventilation :**

**I.4.1. La ventilation mécanique :**

Ce mode de ventilation fait appel à des ventilateurs mécaniques installés soit directement dans les fenêtres ou les murs, soit dans des conduits d'air, pour alimenter un local en air ou extraire l'air du local. Elle permet de s'affranchir des conditions climatiques.



**Fig.(I.1):**Représentation de la VMC simple flux par extraction (a) Et VMC double flux (b).

Les installations les plus importants de la ventilation mécanique sont :

- La VMC simple flux par extraction,
- La ventilation mécanique par soufflage seul,
- La ventilation mécanique répartie (VMR),
- La ventilation mécanique double flux centralisée,
- La VMC double flux par pièces séparées,
- La ventilation mécanique ponctuelle (VMP).

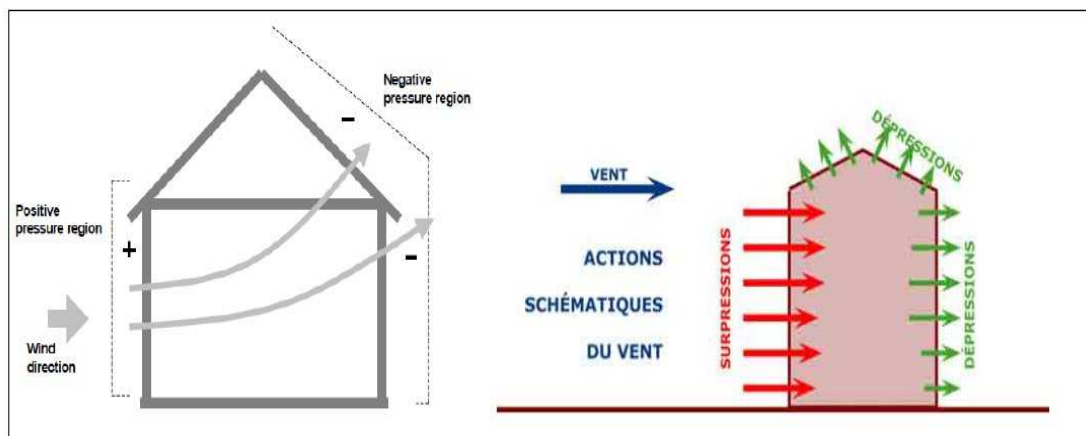
Dans notre étude, Nous n'étudierons pas les systèmes de ventilation mécanique ,nous nous concentrerons plus particulièrement sur la ventilation naturelle.

#### I.4.2. La ventilation naturelle :

La ventilation naturelle est utilisée en approche bioclimatique pour fournir l'air frais nécessaire aux occupants pour leur santé, et de contrôler la température pour leur confort. Cette stratégie s'avère efficace à contrôler les surchauffes des bâtiments si ceux-ci sont bien conçus et si les conditions climatiques le permettent : une disposition stratégique des ouvertures et une morphologie architecturale favorable à la circulation transversale et verticale de l'air permettront de générer suffisamment de changements d'air pour évacuer la surchauffe [3]. Il y a deux grands « moteurs » de la ventilation naturelle :

##### I.4.2.a. Le vent :

L'action du vent sur un bâtiment induit une pression positive sur la façade au vent et une pression négative sur la façade sous le vent. Cette différence de pression fait circuler l'air des ouvertures du bâtiment exposées au vent vers celles situées sous le vent. Il est possible d'estimer ces pressions dans le cas de bâtiments simples (Figure I.2).



**Fig. (I.2) :** Action du vent sur les bâtiments [3].

### I.4.2.b. 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.3). Si on 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.

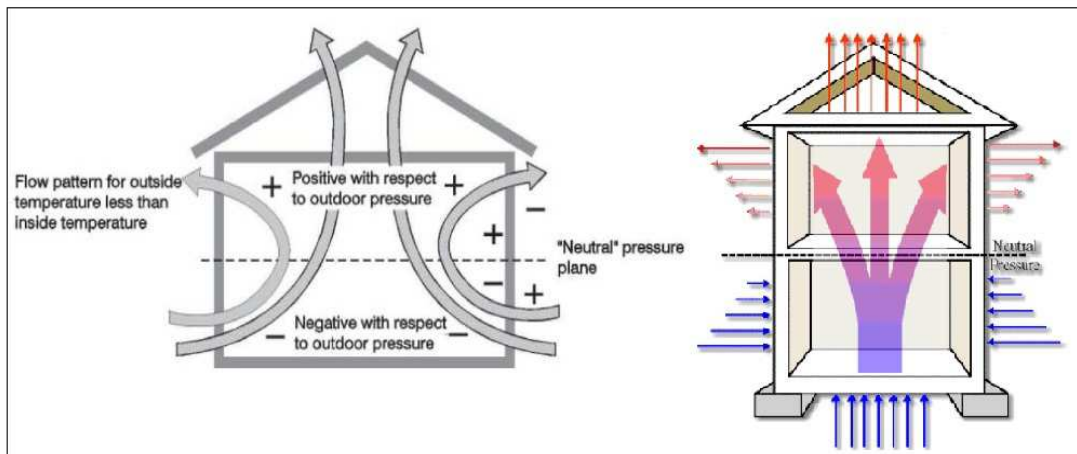


Fig.(I.3) :Effet du tirage thermique dans les bâtiments [3].

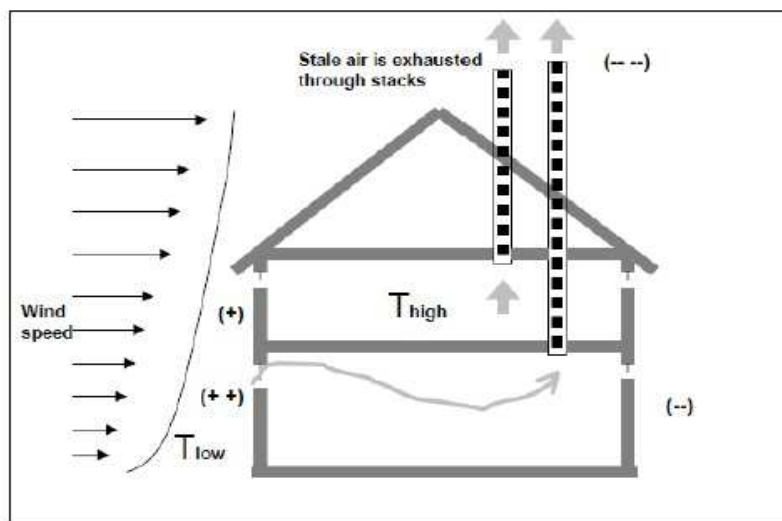


Fig. (I.4): Effets combinés du vent et du tirage thermique [3].

Un bâtiment ventilé naturellement doit être conçu et utilisé de façon à utiliser au mieux ces forces, en tenant compte des critères suivants :

- Le taux de renouvellement d'air doit être suffisant pour fournir suffisamment d'air neuf afin assurer la santé et le confort thermique des occupants. Ceci est généralement le critère de dimensionnement retenu pour l'hiver,

- Pendant l'été, le taux de renouvellement d'air doit être suffisant pour permettre l'évacuation des gains de chaleur internes et maintenir des conditions de confort thermique acceptables. Les taux de ventilation d'été doivent en général être d'un ordre de grandeur supérieur à ceux nécessaires en hiver,
- Le débit d'air doit être distribué uniformément dans la zone d'occupation afin d'éviter les zones de sous ou sur rafraîchissement et assurer partout une bonne qualité d'air,
- Pour éviter les nuisances dues aux courants d'air, les vitesses locales (en été) doivent être systématiquement inférieures à 0,8 m/s. La norme ISO 7730 recommande que pour des environnements thermiques modérés, avec une activité sédentaire prédominante, les vitesses locales d'air ne dépassent pas 0,15m/s en hiver.

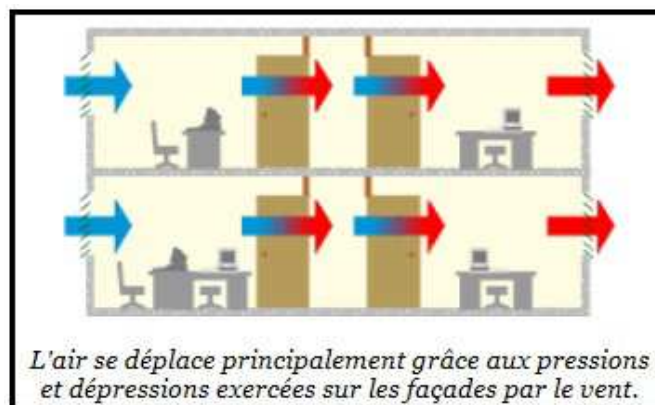
En ventilation naturelle, les pressions motrices sont très faibles, typiquement inférieures à 10 pascals, aussi un dimensionnement très soigneux est-il nécessaire pour s'assurer que la circulation de l'air s'effectue bien comme prévu. Le trajet doit être aussi direct que possible car les forces disponibles ne peuvent pas en général surmonter des résistances présentées par des changements de direction ou une multitude de grilles.

#### I.4.2.1 .Conceptions des systèmes de ventilation naturelle :

Il existe des nombreux types d'écoulement de ventilation naturelle dans les bâtiments, les quatre modes de conceptions principaux sont :

##### I.4.2.1.1. Flux traversant :

Le système de ventilation naturelle le plus simple, ne comportant aucun obstacle entre l'entrée et la sortie du vent dominant avec des fenêtres de taille et de géométrie similaires ouvertes sur des façades opposées du bâtiment.



**Fig. (I.5):** Illustrations de la ventilation naturelle par flux traversant.



#### I.4.2.1.2. Cheminée (tirage), extraction simple :

C'est une cheminée verticale partant de chaque pièce, et sortant en toiture, ce système assure un mouvement de l'air fondé sur les gradients de densité. Le bâtiment doit être suffisamment étanche afin d'éviter des infiltrations d'air importantes qui sont nuisibles au bon fonctionnement du système. On peut dire aussi ventilation naturelle par conduits verticaux.

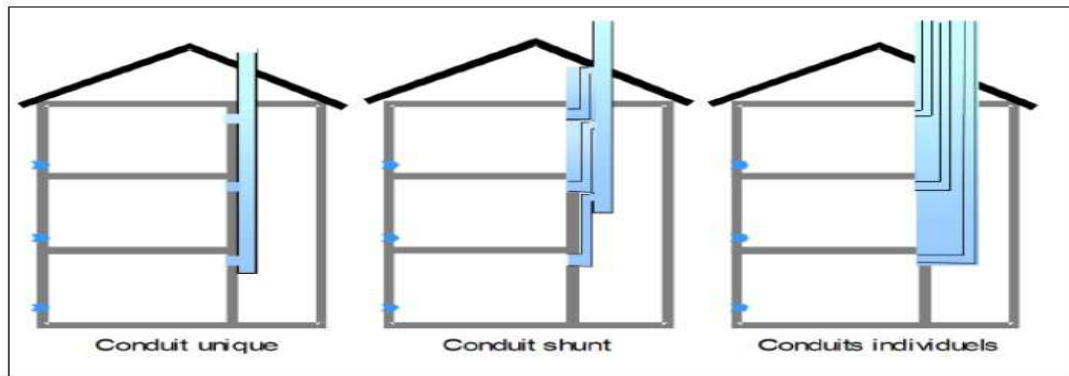


Fig. (I.6): Illustrations de la ventilation naturelle par conduits verticaux.

#### I.4.2.1.3. Cheminée solaire (tirage thermique), atrium solaire :

Large cheminée chauffée par le rayonnement solaire, qui induit un mouvement d'air dû aux gradients de densité (de température). En l'absence de rayonnement solaire, l'atrium n'assure qu'une ventilation minimale. Dans le présent travail, on s'intéresse à ce dernier type de ventilation.

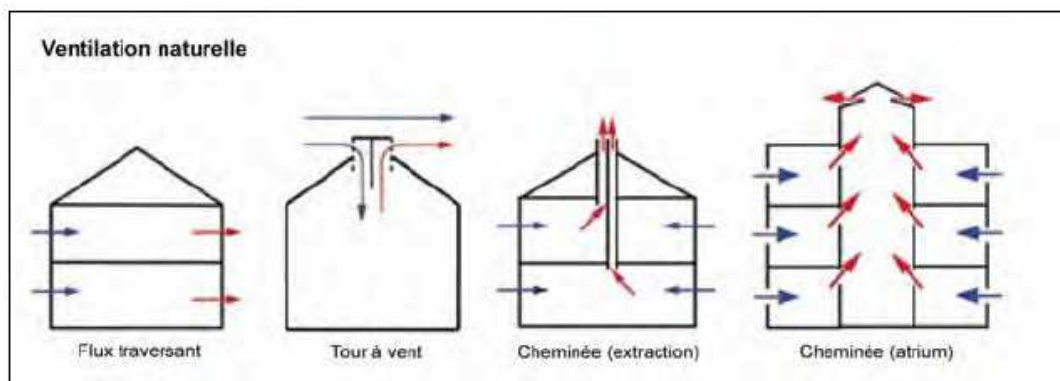


Fig.(I.7) : les différentes conceptions de la ventilation naturelle.[4]

#### I.4.2.1.4. La ventilation hybride :

La ventilation hybride est un système qui combine à la fois les stratégies passives de la ventilation naturelle et les moyens actifs de la ventilation mécanique pour maintenir un environnement confortable. Selon les conditions météorologiques disponibles, le système de ventilation du bâtiment échange entre les modes passif et mécanique de manière à assurer constamment une

ventilation et un refroidissement des espaces adéquat tout en minimisant la consommation énergétique [3].

Il existe trois modes de conception des systèmes de ventilation hybrides.

#### I.4.2.1.4.1. Cheminée à tirage assisté :

Lorsque la cheminée ne bénéficie pas d'un rayonnement solaire suffisant (le soir et les jours de mauvais temps), le débit de ventilation est augmenté grâce à des extracteurs d'air. L'air entrant est réchauffé ou rafraîchi pour maintenir le confort des occupants.

#### I.4.2.1.4.2. Ventilation descendante (cheminée à tirage assisté plus tour à vent) :

Lorsque la cheminée ne bénéficie pas d'un rayonnement solaire suffisant (le soir et les jours de mauvais temps), le débit d'extraction est complété grâce à des extracteurs d'air, et le débit d'admission est complété grâce à la tour à vent (dispositif de captage). L'air entrant est réchauffé ou rafraîchi pour maintenir le confort des occupants.

#### I.4.2.1.4.3. Conduits enterrés :

Lorsque le terrain est suffisamment grand, un réseau de conduits de ventilation enterrés permet de réchauffer ou de rafraîchir l'air extérieur, qui doit y séjourner suffisamment longtemps pour que sa température approche la température d'équilibre du sous-sol. Ce système n'est pas idéal lorsqu'il faut assurer un haut débit de ventilation.

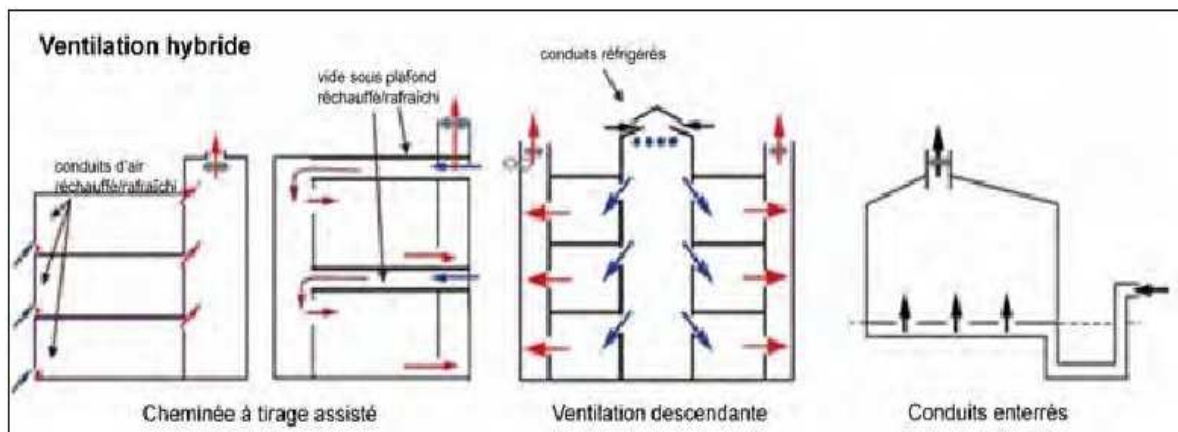
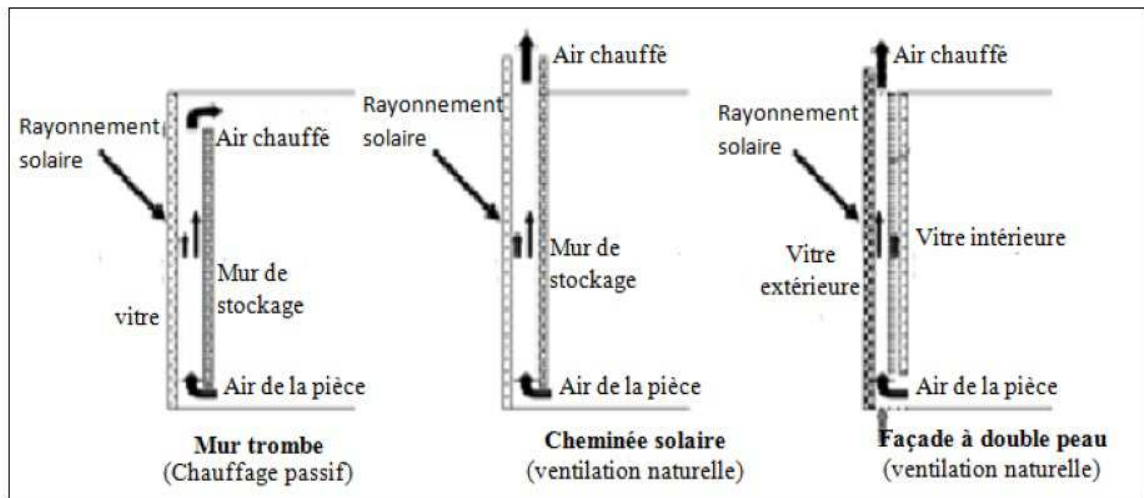


Fig.(I.8) : les différentes conceptions de la ventilation hybride.[4]

#### I.4.2.2. Différentes cavités utilisé en ventilation naturelle :

Les cheminées solaires, les façades à doubles peaux et les murs trombe sont des cavités ouvertes, ont conçu pour se servir de l'énergie solaire pour le chauffage passif, ventilation naturelle et dans le cas de la façade à double peau fournie également la lumière du jour. La figure (I.9) montre les

trois types de cavité pour le chauffage passif et la ventilation naturelle dans des bâtiments. La flottabilité thermique est le mécanisme principal pour la circulation d'air dans les cavités ouvertes.



**Fig.(I.9) :** les trois types de cavité pour le chauffage passif et la ventilation naturelle.[4]

#### I.4.2.2.1. Le mur trombe :

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

Le mur Trombe-Michel, 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.

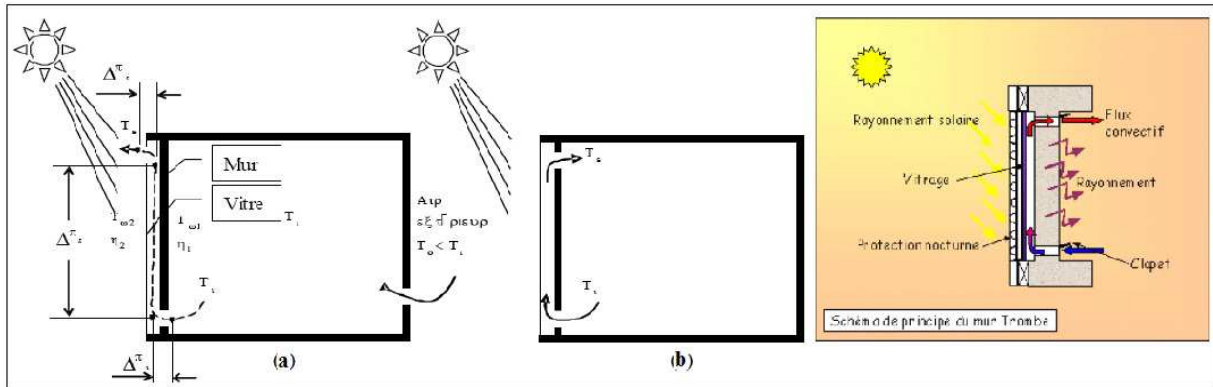


Fig.(I.10) : Mur Trombe utilisé comme a) ventilateur, b) chauffage.

**I.4.2.2.2. 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.

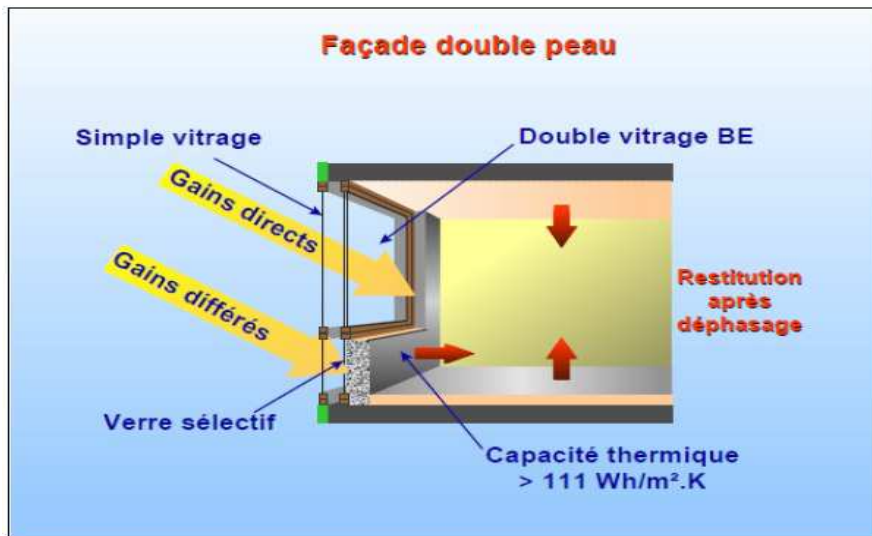
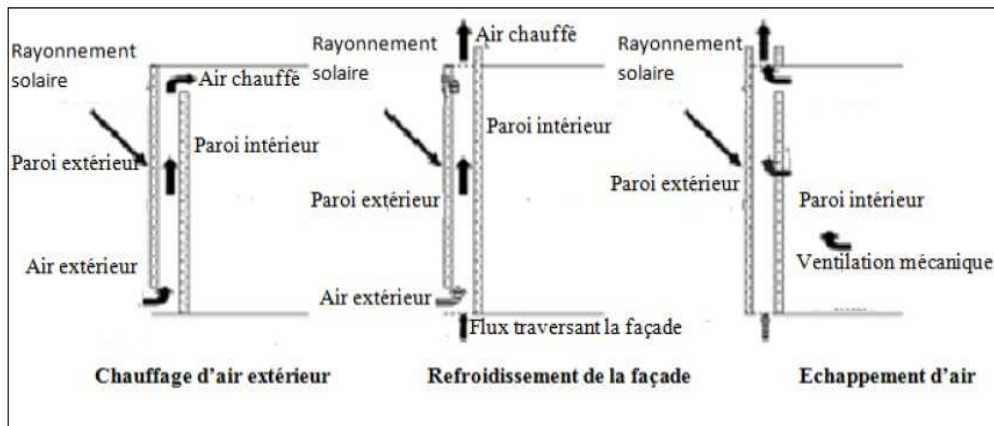


Fig.(I.11) : Façade double peau.

La façade à double peau protège le bâtiment aux 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'apporter une température et une humidité de l'air agréable.



**Fig.(I.12) :** Applications de façade à double peau pour la commande thermique [4].

En comparant avec la façade glacée traditionnelle, elle peut également être employée pour la ventilation naturelle du bâtiment. Elle a également été effectuée pour préchauffer l'air entrant ou de ventiler la façade intérieure, comme elle peut servir de conduit d'échappement pour la ventilation mécanique (figure I.12),

#### I.4.2.2.3. La cheminée solaire :

La cheminée solaire a une structure et un mécanisme de fonctionnement semblable au mur trombe. La différence distincte entre les deux, est que le mur trombe absorbe l'énergie solaire, et le recyclage d'air chaud résulte le chauffage passif du bâtiment. La cheminée solaire fournit au bâtiment la ventilation pendant le jour sans recyclage d'air dans la pièce.



**Fig.(I.13):** Présentation d'une cheminée solaire à l'école Tanga (Suède) [44].

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 la 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.13) présente un exemple d'utilisation de la cheminée solaire dans un système de ventilation naturelle dans l'école Tanga à Falkenberg (Suède).

#### **I.4.2.2.3.1. Effet de cheminée :**

L'effet de cheminée est la tendance d'un fluide qu'en s'échauffant s'élève, 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 du dehors à travers des ouvrants en partie basse

#### **I.4.2.2.3.2. Principe d'écoulement :**

L'écoulement 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 est plus lourd et tend à rester au sol. L'air chaud et humide s'élève vers les cheminées et est remplacé par de l'air froid et sec. Les grandes surfaces des entrées de l'air assurent de faibles vitesses qui ne causent pas de stress aux occupants.

#### **I.4.2.2.3.3. Modes d'opérations d'une cheminée solaire:**

Trois modes d'opérations de la cheminée solaire, qui sont appropriés à chaque saison [4] sont illustrés dans la figure (I.14) :

Cas de chauffage : la cheminée solaire fonctionne en mode de chauffage passif. L'air extérieur est entré dans la cheminée, et réchauffé par l'énergie solaire absorbée. L'entrée d'air chaud dans la salle contribue à la réduction d'une 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 est et la température d'extérieure est supérieur à la température d'intérieure : la cheminée solaire n'est pas employée pour augmenter la ventilation parce que l'introduction d'air extérieure sans pré réfrigéré résulte une augmentation de la température à l'intérieur. Par conséquent, l'air entre dans la cheminée est s'échapper vers l'extérieur par l'ouverture supérieur.

Ce mode d’opération s’appelle l’isolation thermique, a un effet de la diminution d’un gain de la chaleur dans la salle par la cheminée solaire.

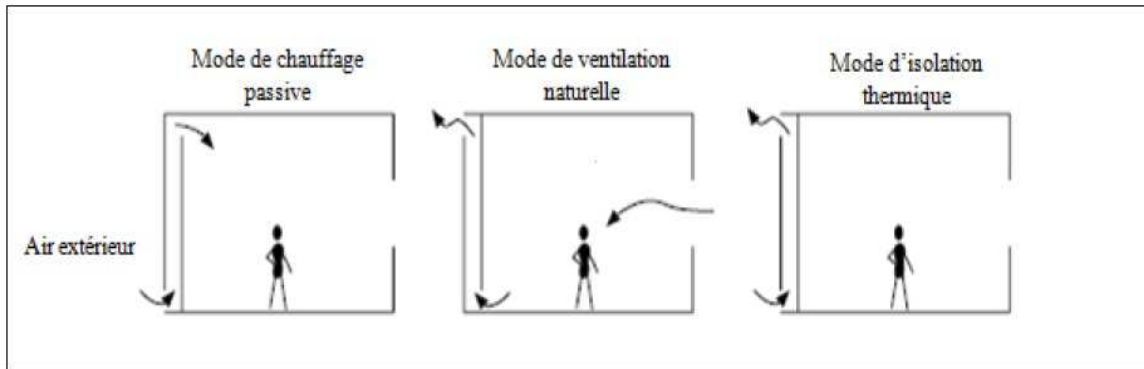


Fig.(I.14): Les trois modes de fonctionnement d’une cheminée solaire [4].

**I.4.2.2.3.4. Types de cheminée solaire :**

Actuellement, on peut distinguer deux types de cheminée,

**I.4.2.2.3.4.1. Cheminée solaire verticale :**

Ce type est le plus rencontré, où l’entrée d’air se fait par l’ouverture au fond et la sortie par l’ouverture au-dessus. Par convention, trois types de cheminée sont dénotés selon l'admission (figure I.15). Le positionnement de l'ouverture d'admission représente trois manières possibles, d'intégrer la cheminée solaire dans un bâtiment pour la ventilation naturelle.

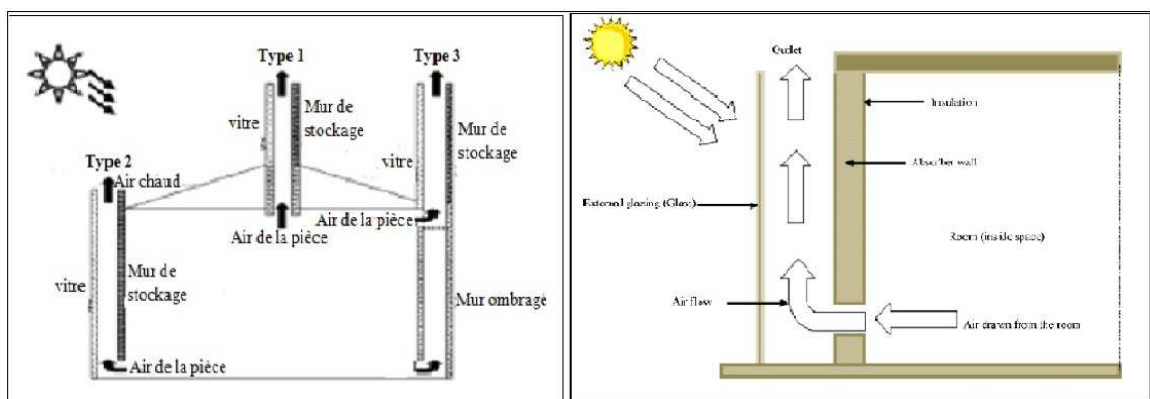


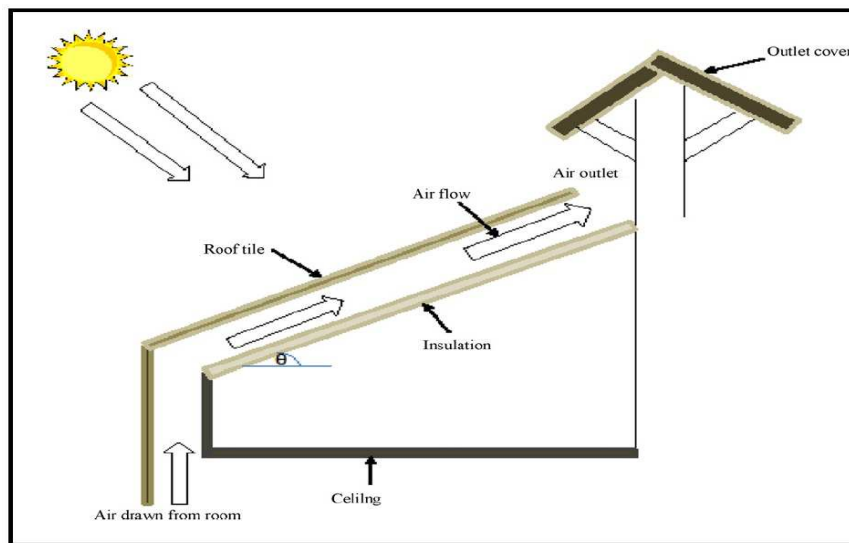
Fig.(I.15) : Types de cheminée solaire selon l’ouverture d’entrée, et leur position pour la ventilation naturelle [35].

La cheminée verticale a l'avantage, d’être intégrés facilement avec des façades de bâtiment, même des fenêtres de petite taille, orienté vers le sud peuvent également être employées comme des cheminée solaire. Mais 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) [35].

#### I.4.2.2.3.4.2. Cheminée solaire inclinée :

Conceptuellement, les cheminées solaires inclinées sont semblables aux cheminées solaires verticales. 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.



**Fig.(I.16):** Installation d'une cheminée solaire inclinée[35].

Le plus grand avantage des configurations inclinées qu'il fournit la ventilation suffisante à l'inclinaison de  $35^\circ$  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 [35].

Et le tableau suivant présent les variations de l'inclinaison optimale de la cheminée solaire avec la latitude.



**Tableau (I.2) :** Variations de l'inclinaison optimale de cheminée solaire avec la latitude [35].

Latitude (°)	l'inclinaison optimale (°)	Latitude (°)	l'inclinaison optimale (°)
0	55	35	50
5	50	40	50
10	50	45	55
15	50	50	55
20	45	55	60
25	45	60	60
30	45	65	60

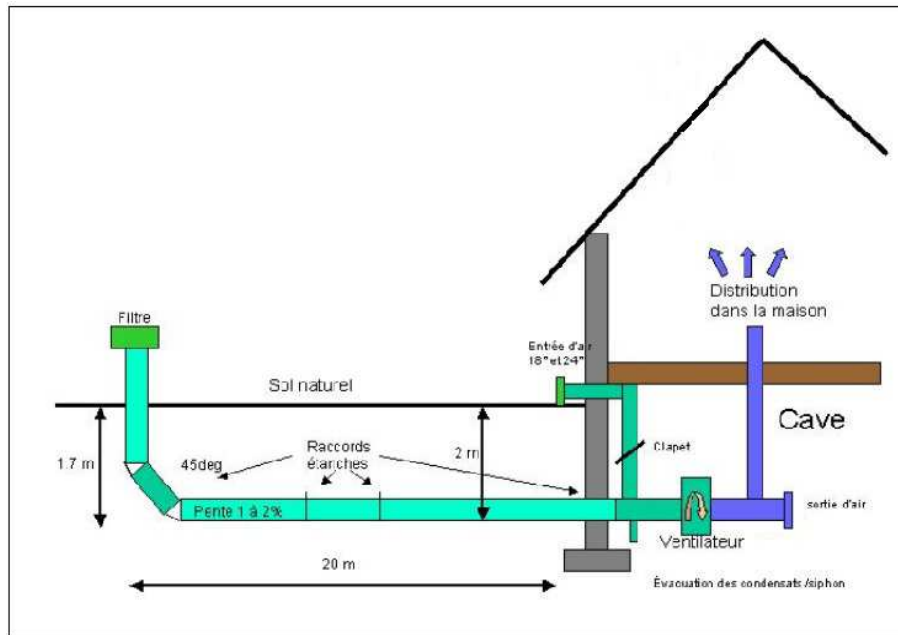
#### I.4.2.2.4. Echangeur air-sol (Le Puits Canadian) :

##### I.4.2.2.4.1. Définition:

L'échangeur air-sol est un système géothermique consiste à rafraîchir l'air ventilé dans un bâtiment. Il suffit d'enterrer un ou plusieurs tuyaux sur un trajet suffisamment long et de faire circuler l'air. L'air extérieur transite dans ce réseau de gaines par convection forcée, se réchauffe en hiver ou se refroidit en été, avant d'être soufflé dans le bâtiment. Le principe de l'échangeur air-sol est de faire circuler l'air neuf dans un conduit enterré grâce à un ventilateur, avant de l'insuffler dans le bâtiment. En hiver, l'air se réchauffe au cours de son parcours souterrain, les besoins de chauffage liés au renouvellement d'air des locaux sont alors réduits et le maintien hors gel du bâtiment peut être assuré, le puits est alors dit puits canadien. En été, l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour se refroidir et arriver dans le bâtiment durant la journée à une température inférieure à celle d'extérieure, le puits est alors dit puits provençal [5].

##### I.4.2.2.4.2. Les composants du puits canadien :

Le système se compose d'une entrée d'air, munie de filtres pour empêcher les rongeurs de pénétrer dans le puits, d'une canalisation enterrée sur 20-50m, lisse et pentue pour l'écoulement des eaux de condensation, enterrée à une profondeur moyenne de 1.50m, d'un siphon ou d'un regard pour leur récupération, et d'un ventilateur pour l'insufflation dans une ou plusieurs pièces.



**Fig.(I.17) :** Schéma de principe d'un puits canadien.[43]

Donc, les quatre principaux éléments sont :

- Entrée d'air neuf ;
- Conduit ;
- Système d'évacuation des condensats ;
- Ventilateur et système de régulation du puits.

#### **I.4.2.2.4.3. Avantages d'échangeur air- sol :**

- ✓ Apporte de l'air frais en été,
- ✓ Apporte de l'air tempéré en hiver,
- ✓ Consomme peu d'énergie,
- ✓ Coût du matériel très faible,
- ✓ Apporte de l'air pur,
- ✓ Évite la climatisation.

#### **I.4.2.2.4.4. Inconvénients d'échangeur air- sol :**

- ✓ Inutile à la mi- saison,
- ✓ Peut apporter des micro-organismes ou du radon dans la maison,
- ✓ Technique de pose relativement délicate,
- ✓ Coût de terrassement important,
- ✓ Entretien délicat.

#### I.4.2.2.5. Le rafraîchissement évaporatif :

Le rafraîchissement évaporatif, est un système utilisant l'évaporation directe. Il est basé sur le processus thermodynamique de changement de phase, L'énergie nécessaire à l'évaporation est extraite de l'air qui en conséquence se refroidit. Le rafraîchissement par évaporation est de 7 à 10 fois plus économique qu'un système conventionnel et il a un rendement de refroidissement élevé.

L'air chaud capté à l'extérieur, traverse un milieu rendu humide par un ruissellement d'eau. Cela provoque une évaporation qui diminue, la température de l'air arrivant à l'intérieur du bâtiment

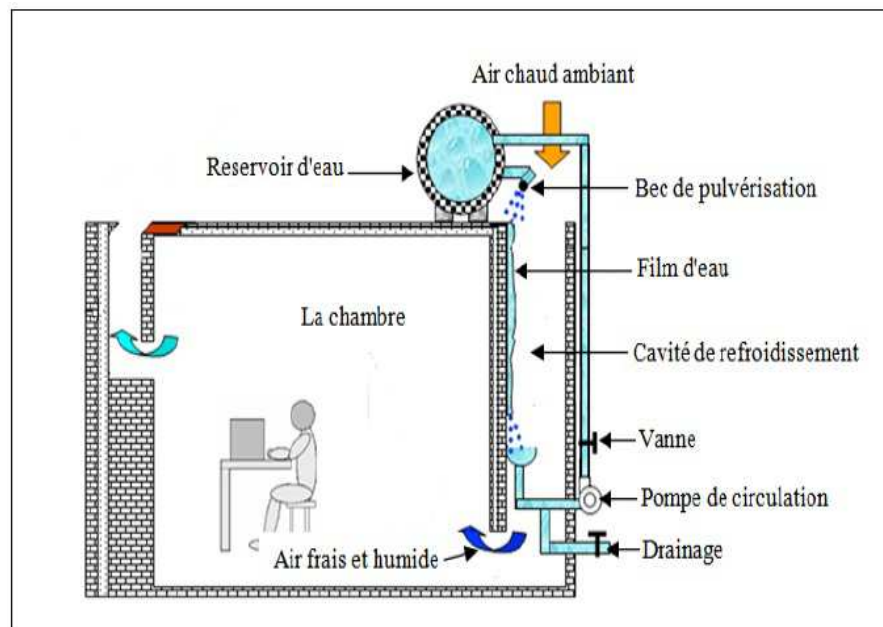


Fig.(I.18) :Schéma de principe d'un système de rafraîchissement évaporatif.

##### I.4.2.2.5.1. Les Avantages :

- Les rafraîchisseurs d'air par évaporation n'assèchent pas l'air, ce qui procure une meilleure sensation de confort par rapport à d'autres systèmes de rafraîchissement
- Les coûts d'investissement et d'exploitation sont faibles.
- On peut faire fonctionner le système en « free cooling » (rafraîchissement gratuit) en mi-saison, c'est à dire que l'on fait fonctionner l'amenée d'air neuf sans faire tourner le circuit d'eau et en utilisant donc simplement le pouvoir rafraîchissant de l'air extérieur.

- Ce système est écologique: il n'utilise aucun réfrigérant, Il n'a besoin que d'eau potable pour fonctionner.

#### **I.4.2.2.5.2. Les Inconvénients :**

Le système présente également certains inconvénients:

- L'humidité apportée dans les locaux habités peut provoquer une gêne si elle met du temps à s'évacuer.
- Le système fonctionne moins bien lorsque le climat extérieur est chaud et humide (climats tropicaux). En effet, si l'air est déjà chargé en hygrométrie sa capacité à évaporer l'eau est donc à abaisser la température de l'air s'en trouve réduite.
- La température au soufflage est liée à celle extérieure: on ne peut pas maintenir à 15°C une salle toute l'année par exemple.

#### **I.5. Conclusion :**

À la fin de ce chapitre on peut conclure que les systèmes de ventilation naturelle sont des systèmes efficaces en termes de ventilation et rafraîchissement passif des locaux surtout dans les endroits chaud et aride.

Le climat Présaharien ou saharien en Algérie est caractérisé par l'intensité du rayonnement solaire et une faible humidité, d'où 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 rigoureux.

Toutes ces incitations naturelles. Nous amène à étudier la possibilité d'utiliser la conception de la cheminée solaire pour introduire la ventilation passive dans les locaux d'habitations.

# *Chapitre II*

## *Analyse bibliographique sur les systèmes de ventilation passive à base de Cheminée Solaire*

### II.1.Introduction :

La cheminée solaire est une idée attrayante pour beaucoup de chercheurs dans différents champs. En vue d'améliorer la ventilation naturelle, différentes configurations de la cheminée ont été étudiées et expérimentées. Le présent chapitre décrit ces différentes configurations, les conditions expérimentales et les différents résultats atteints, par certains auteurs. La recherche bibliographique nous a permis de classer trois catégories de systèmes à savoir : Certains des chercheurs ont été intéressés à analyser la cheminée verticale, et certains avaient étudié l'effet d'inclinaison sur la performance de la cheminée solaire. Alors que d'autres ont étudié l'effet de la cheminée solaire associée à d'autres techniques de ventilation.

### II.2. Analyse de la cheminée solaire verticale:

**Jyotirmay Mathur et al. [5]** ont évalué la possibilité d'utiliser le rayonnement solaire pour induire la ventilation d'une pièce dans des climats chauds. L'étude expérimentale sur une cheminée solaire de petite taille (échelle) montre que le taux de ventilation augmente avec l'augmentation du ratio entre la hauteur et la largeur de la cheminée. Le taux le plus élevé de la ventilation est de 5 à 6 (coefficient de changement d'air par heure) pour une salle de 27 m<sup>3</sup>, correspond à un rayonnement solaire de 700 W/m<sup>2</sup> sur la surface verticale d'une cheminée de 1m de hauteur. Les résultats théoriques du modèle proposé ont un bon accord avec les résultats expérimentaux. Ils ont conclu que le débit d'air augmente d'une façon linéaire avec l'augmentation du rayonnement solaire, et l'augmentation de la distance entre l'absorbeur et la vitre. En outre, le taux de ventilation aussi dépend de plusieurs paramètres tels que le rapport entre la section d'entrée et de la sortie.

Le travail pionnier sur la cheminée solaire a été réalisé par **Bansal et al. [6]** qui a établi une idée d'amélioration de la ventilation naturelle par la cheminée solaire basée sur un modèle mathématique en régime permanent. Des analyses de performance ont été faites pour 2.25 m<sup>2</sup> de surface de collecteur avec 15 cm de taille de conduit (chenal) pour différentes valeurs de rayonnement solaire. Le résultat a montré que l'écoulement d'air induit (la ventilation) au taux de 140 – 330 m<sup>3</sup>/h peuvent être atteints à différentes températures ambiantes pour le rayonnement solaire varie de 200 à 1000W/m<sup>2</sup>.

Une expérience similaire a été réalisée par **Bansal et al. [7]** pour étudier la possibilité d'utiliser la fenêtre de la cheminée solaire avec trois combinaisons différentes de lame d'air et de la taille de l'ouverture d'entrée dans les conditions climatiques chaudes et sèches. Ils ont utilisé des feuilles d'aluminium de 1 mm d'épaisseur comme un amortisseur qui a été peint en

noir avec de la peinture ordinaire sur le côté qui été en face solaire. Le modèle a été logé dans une boîte en bois de 1 m x 1 m x 1 m de taille, et l'expérience a été réalisée dans un toit d'un immeuble, en gardant le vitrage dans l'orientation sud. Une vitesse d'écoulement maximale de 0,24 m/s a été obtenue pour une lame d'air de 0,13 m et une ouverture inférieure de 0,13 m de hauteur. Les résultats expérimentaux ont été vérifiées par rapport à un modèle mathématique simplifié qui a donné une valeur de 2% de moins pour la température du verre et la valeur 4% de moins pour la température de l'air dans la cheminée (canal). Au contraire, le modèle a donné une valeur plus élevée pour la température de l'absorbeur dans les 6% de la valeur respective expérimental. Aucune explication n'a été donnée dans [30] à l'égard des écarts entre les données expérimentales et la prédiction du modèle.

**M. Macias et al [9]:** présentent une approche pratique pour améliorer la ventilation passive pendant la nuit dans un logement social par l'application de concept de la cheminée solaire. Au lieu d'une ventilation forcée par ventilateur, ils ont employé une masse thermique élevée accessible dans le bâtiment construit pour rassembler l'énergie solaire durant l'après-midi, où la température des murs en béton peut atteindre (50°C). Chaque appartement avait une cheminée séparée avec un aileron en haut, et tandis que pour accumuler l'énergie, l'aileron était fermé. Puis, pendant la nuit où la température ambiante descend jusqu'à environ 20 ° C, les ailerons au-dessus seront ouverts produisant un début de refroidissant des masses thermiques du plafond et des murs des appartements.

**R. Bassiouny et N.S.A. Koura [8]** ont étudié analytiquement et numériquement une cheminée solaire utilisée pour améliorer la ventilation naturelle dans une pièce. L'étude prend en compte les paramètres géométriques de la cheminée tels que la taille et la largeur d'ouverture d'entrée de l'air, qui sont supposés avoir un effet significatif sur la ventilation. L'analyse numérique du modèle d'écoulement dans la chambre et dans la cheminée aiderait à optimiser les paramètres de la conception. Les auteurs présentent une comparaison entre les résultats théoriques et les données expérimentales. Ils ont conclu que lorsqu'en augmentant la taille d'admission trois fois seulement, le coefficient de changement d'air (ACH) est amélioré presque de 11%. Cependant, l'augmentation de la largeur de cheminée par un facteur de trois fois a amélioré l'ACH presque de 25%, avec une taille d'admission fixée. Les résultats montrent que la température de l'absorbeur peut être donné par la corrélation suivante: ( $T_w = 3.51I^{0.461}$ ), et la vitesse de l'air à la sortie comme suit : ( $V_{ex} = 0.013I^{0.4}$ ). Par conséquent, ils ont été conclus que la largeur de cheminée a un effet plus significatif sur ACH que la taille d'entrée.

**J. Martí-Herrero et M.R. Heras-Celemin [10]** proposent un modèle mathématique pour évaluer la performance énergétique d'une cheminée solaire. Les résultats obtenus par le modèle proposé sont satisfaisants avec ceux de plusieurs expériences sur les cheminées solaires. La simulation a été réalisée avec les données météorologiques en temps réel, ce qui donne un support solide pour les résultats théoriques. Les résultats prouvent que pour une cheminée de longueur de 2 m et de 14,5 centimètres de largeur, le débit massique d'air égalant 0,011 kg/s est obtenu pour un rayonnement solaire de 450 W/m<sup>2</sup>. Le mur en béton d'épaisseur de 24 centimètre, atteint une température supérieure à la température ambiante après 2h. Le maintien de sa température largement supérieure à la température ambiante lorsque le rayonnement solaire n'existe plus. En conséquence, une ventilation naturelle est produite, ce qui est très intéressant pour les climats méditerranéens.

**Arce et al. [11]** ont étudié les performances thermiques d'une cheminée solaire sur un modèle grande taille (échelle) dans la lumière du jour Méditerranée et les conditions de la nuit pour une ventilation naturelle. Une hauteur de 4,5 m, 1,0 m de largeur et 0,15 m d'épaisseur de mur en béton armé a été utilisé comme un capteur solaire, dont le surface sud a été peinte en noir avec une isolation sur les surfaces latérales et arrière. Le mur de l'absorbeur est couvert par verre de 0.004 m d'épaisseur pour réduire les pertes de chaleur par convection. La lame d'air est de 0,3 m de profondeur et la pile a été 3.5m de hauteur avec un ratio d'environ 11. Avec cette configuration, un débit maximum de 374 m<sup>3</sup>/h a été rapporté à une intensité solaire de 604W/m<sup>2</sup> survenant autour de 13:00 h. Un Coefficient de décharge a été déterminé expérimentalement pour effectuer le calcul du débit volumétrique. La valeur obtenue du coefficient de débit était d'environ 9% de moins que la valeur généralement suggéré dans la littérature. On a conclu que le débit d'air à travers un système de cheminée solaire est grandement affecté par la différence de pression entre les ouvertures provoquées par les gradients thermiques et par la vitesse du vent.

**T. Miyazaki et al [12]** ont étudié la performance d'une cheminée solaire, intégrée dans une façade sud d'un bâtiment et l'effet sur le chauffage et les charges de refroidissement du bâtiment en employant une simulation par CFD et un modèle analytique. Le code de programmation C++ a été développé pour le calcul du chauffage et des charges de refroidissement par la méthode de bilan thermique. Les équations analytiques d'une cheminée solaire ont été incorporées au calcul du bilan thermique. Les résultats ont prouvé que l'alimentation électrique consommée par le ventilateur a été réduite d'environ 50% dans le total annuel dû à la ventilation naturelle. Ils ont constaté que la cheminée solaire était



favorable pour réduire la charge thermique d'environ 20% pendant la saison chaude. La réduction thermique annuelle de charge a été estimée en tant que 12% en prenant en considération l'augmentation de la charge de refroidissement. Cela démontre le potentiel de cheminée solaire dans la réduction de la charge de chauffage comme un dispositif de chauffage passif, cependant, contredit la compréhension générale de cheminée solaire comme un dispositif de refroidissement passif.

Le concept de mur solaire métallique (MSW) a été testé par **J. Hirunlabh, et al [13]** sur un modèle de grande taille pour une maison seule pièce dans des conditions climatiques tropicales en Thaïlande. Ils ont été montrés qu'un MSW avec une hauteur de 2 m et 0,145 m de lame d'air peut produire un débit massique allant jusqu'à 0,02 kg/s pour une maison avec une surface de base de 11.55m<sup>2</sup> et une hauteur de 2.68m. Cette construction à faible coût de la cheminée solaire peut réduire de façon significative le gain de chaleur dans la maison en créant débit adéquat pour améliorer le confort thermique.

**Preeda Chantawong et al [14]** leur travail rapporte la recherche sur la performance thermique des murs vitrés de cheminée solaires (Glazed solar chimney walls : GSCW) dans les conditions climatiques tropicales à Thaïlande. Le GSCW s'est composé de doubles vitres avec une couche d'air et des ouvertures situées au fond et au-dessus. Un prototype de GSCW a été intégré à la face sud d'une petite salle de 2.8 m<sup>3</sup> de volume. La taille des ouvertures est de 0.05-0.5 m<sup>2</sup>. Avec une vitre claire de 6 millimètres d'épaisseur, la mesure de vitesse sur le terrain a indiqué que le taux induit de flux d'air était d'environ 0.13-0.28 m<sup>3</sup>/s. La différence de la température entre la pièce et le milieu ambiant était inférieure à celui avec une fenêtre en verre clair à une seule couche. La comparaison entre les résultats simulés et expérimentaux a montré un accord raisonnable, donc, le modèle numérique développé est valide et pourrait être employé comme outil pour la conception de GSCW. Et confirmant que la petite taille de la fenêtre de cheminée solaire peut fournir une ventilation adéquate.

La ventilation nocturne est d'un intérêt primordial dans les climats méditerranéens, qui peut être atteint par cheminée solaire intégrée à forte inertie thermique approprié. Un modèle mathématique dynamique pour cheminée solaire a été proposé et résolu par **Martli-Herrero et Heras-Celemín [15]**. Une hauteur de 2 m de mur en béton armé a été considéré comme un absorbeur (stockage thermique), d'une épaisseur de 24 cm et peinte noir dans la surface intérieure. La largeur de la lame d'air a été de 14,5 cm et l'épaisseur du verre est de 0.5mm. les ouvertures d'entrée et de sortie ont été considérées comme 0.025m<sup>2</sup> de surface. les simulations ont été effectuées avec les données de climat réelle et le résultat a montré que la

ventilation nocturne survenant même sans rayonnement solaire. Ce résultat a été attribué au fait que le mur de béton a atteint son maximum de température 2 h plus tard à la température ambiante. L'importance du stockage thermique a également été confirmé par **Afonso et Oliveira [16]**. Cependant, ils ont souligné que l'efficacité solaires assisté sera réduite de plus de 60% si l'isolation n'est pas prévu à l'extérieur du mur de briques d'une cheminée solaire. Il a été mentionné que l'épaisseur de stockage optimale pour cheminée solaire dépend de mode d'utilisation de construction. Une faible épaisseur a été suggérée pour la ventilation journalière, tandis que, plus grande épaisseur a été suggérée pour la ventilation nocturne. Une épaisseur d'isolant de 5 cm a été considéré comme l'optimale. La possibilité d'utiliser la cheminée solaire pour la ventilation nocturne dans des conditions estivales Méditerranée a été également confirmée par **Koronakis [17]**.

La cheminée solaire expérimental utilisé par Ong et Chow [18] consistait en une boîte rectangulaire d'une hauteur de 2.00 m, et 0,48 m de largeur et de 1.02m de profondeur fabriqué à partir de 22mm d'épaisseur des feuilles rigides de polyuréthane laminé des deux côtés, avec 1 mm d'épaisseur de bardage en tôle d'acier. La face avant de la boîte se composait d'un vitrage de 4 mm de verre épais, derrière laquelle un mur absorbeur de 1.875 m de hauteur composée de feuille de polyuréthane laminé peintes en noir mat sur sa face avant, l'arrière de ce qui était une feuille de polystyrène de 50 mm d'épaisseur pour fournir une isolation supplémentaire pour le mur de l'absorbeur. L'expérience a été réalisée pour les trois combinaisons différentes de la lame d'air: 0.1m, 0.2m et 0.3m. L'ouverture dans le bas du mur absorbeur a été maintenu fixé à 0,1 m à partir de laquelle l'air entre dans le chenal. Les résultats expérimentaux ont été vérifiées par rapport à un modèle mathématique simplifié d'une cheminée solaire similaire à celle développée par Ong [19] en utilisant l'équation de bilan thermique basée sur le modèle de réseau thermique et a une équations de transfert de chaleur monodimensionnelle en régime permanent. Le modèle suppose que la résistance de frottement sur la surface est négligeable en comparaison avec les chutes de pression à la sortie et a montré un bon accord avec les résultats expérimentaux pour un débit d'air et de l'augmentation de la température d'air pour une largeur de lame d'air de 0,3 m. La vitesse d'écoulement est passé de 0,25 m/s à 0,39 m/s, pour une largeur de lame d'air augmenté, passant de 0.1m à 0.3m et pour une intensité de rayonnement à  $650\text{W/m}^2$ . Cette augmentation de vitesse de l'air ont montré que la cheminée solaire avec une largeur de lame de 0,3 m a pu fournir une ventilation de 56% de plus que l'une avec une lame de 0,1 m.

La largeur de la lame d'air de 0,3 m a également été rapportée par d'autres chercheurs comme l'optimum pour la cheminée solaire afin d'obtenir un débit maximum. Alors que **Ong et Chow [20]** n'a pas observé de circulation inverse pour la largeur de la lame de grande taille (0,3 m), **Chen et al. [21]** a confirmé le cheminement inverse se produisant à partir de la sortie de la cheminée pour une largeur de lame d'air de grande taille (0,4 m) à travers l'expérience de visualisation de flux.

Pour **Evangellos Bacharoudis et al [22]**, leur travail de recherche se concentre sur l'étude de phénomènes du thermo-fluide produite à l'intérieur des cheminées solaires. Une recherche numérique sur le transfert de flottabilité conduit le champ d'écoulement et de chaleur qui ont lieu à l'intérieur des cheminées solaires est réalisée. Les équations elliptiques régissant sont résolues dans un domaine bidimensionnel en utilisant une méthode de volume de contrôle. L'écoulement est turbulent et six modèles différents de turbulence ont été examinés dans le cadre de cette étude. Comme le modèle réalisable de  $k-\varepsilon$  fourni des résultats précis pour des écoulements où les conditions sur la frontière présente des gradients forts de pression défavorables, il a été choisi pour être employé dans les simulations. Ceci est également confirmé en rivalisant avec les résultats expérimentaux. Les profils de vitesse et de température sont présentés pour différents endroits, près de l'entrée, à différentes tailles et approche de sortie du canal. Les profils sont identiques avec ceux de la théorie.

Des paramètres importants tels que le nombre moyen de Nusselt sont également comparés et calculés à plusieurs résolutions de grille. Le modèle développé est général et peut être facilement adapté aux besoins, pour décrire les états de la cheminée solaire. Les résultats de l'application du modèle soutiendront l'installation efficace de prochaines configurations du système.

**JalanKolej et Bandar Sunway [23]** proposent un modèle mathématique simple d'une cheminée solaire, ce modèle physique est semblable au mur Trombe. Un côté de la cheminée couvert en verre et les trois autres murs pleins forment un canal de cheminée, par lequel l'air chauffé s'écoule vers le haut par la convection naturelle. Les deux ouvertures, au fond et au-dessus de la cheminée permettent à l'air de la pièce d'entrer et traverser la veine. Des équations de transfert de chaleur ont été installées pour déterminer les températures de verre, du mur absorbant et la circulation d'air dans le canal utilisant la résistance thermique. Les équations ont été résolues suivant le procédé de solution de matrice-inverse. Les performances thermiques de la cheminée solaire sont déterminées à partir les températures du verre, le mur

et de l'air. Le taux de débit massique d'air et l'efficacité instantanée de collection de la chaleur de la cheminée sont présentés.

Récemment, l'utilisation de la cheminée solaire dans un bâtiment de grande hauteur a été étudiée expérimentalement en Thaïlande par **S. Punyasompun, et al [24]**. Deux modèles à petite échelle de bâtiment de trois étages ont été construits. Les dimensions de chaque étage ont été de 1,2 m × 2 m × 1m. Cheminées solaires ont été intégrés dans la face sud au mur et deux différentes configurations ont été étudiées. La première configuration a un seul orifice de sortie au troisième étage avec des ouvertures d'entrée individuelle à chaque étage, tandis que, la seconde configuration avait des orifices d'entrées séparée et des orifices de sortie à chaque étage. L'étude a montré un meilleur résultat pour la cheminée solaire avec l'ancienne configuration et il a été conclu que la cheminée solaire de plusieurs étages pourrait être une alternative à la ventilation mécanique dans la construction de gratte-ciel pour les conditions climatiques chaudes afin d'économiser l'énergie et protéger l'environnement.

### II.3. L'effet de l'inclinaison sur la cheminée solaire :

L'angle d'incidence du rayonnement solaire a un impact sur la quantité de chaleur transmise à travers le vitrage et à son tour a un effet sur la performance thermique de la cheminée solaire. Pour tenir compte de cela, enclins cheminées solaires ont été proposés comme une stratégie de conception efficace. L'angle d'inclinaison de cheminée sert comme un paramètre important dans la définition de taux de ventilation et de circulation de l'air à l'intérieur du local ventilé.

**Mathur et al [25]** effectuaient une comparaison entre quatre types de cheminées solaires. D'abord ils ont étudié l'exécution d'une cheminée cylindrique lorsqu'elle est couverte par une couverture transparente et quand elle est découverte. Ils ont constaté que le taux d'écoulement de l'air augmente lors des cheminées couvertes. Ils ont étudié aussi l'effet d'inclinaison d'une cheminée solaire. Ils ont trouvé que pour un angle de 45°, le taux de l'écoulement est plus élevé, comparé avec celui obtenu par les cheminées verticales. D'autre part, ils ont étudié l'effet d'employer une cheminée solaire pour augmenter la ventilation naturelle. En proposant un modèle d'une cheminée solaire de 1m de hauteur et une distance variable entre la vitre et l'absorbeur, cette distance prend trois valeurs (0.1m, 0.2m, 0.3m). Afin d'étudier numériquement l'effet de l'inclinaison et la taille de la cheminée, les expériences ont montré que l'inclinaison optimale de l'absorbeur varie de 40° à 60° selon la

latitude de l'endroit. Ils ont comparé les résultats expérimentaux avec celles de modèle mathématique proposé, ils ont trouvé un bon accord dans cet intervalle d'inclinaison.

**E.P. Sakonidou et al [26]** ont développé un modèle mathématique pour déterminer l'inclinaison qui maximise la circulation d'air à l'intérieur d'une cheminée solaire. En employant des données de rayonnement solaires quotidiennes sur un plan horizontal à un emplacement. Le modèle commence par le calcul des composants de rayons solaires horaires absorbé par la cheminée solaire en variant l'inclinaison, la taille pendant un temps donné (jour de l'année, de l'heure) et l'endroit (latitude). Le modèle prévoit la température et la vitesse de l'air à l'intérieur de la cheminée aussi bien que les températures de vitre et de l'absorbeur peint en noir. Les comparaisons des résultats préventes du modèle de CFD tracent l'utilité du modèle. En outre, il y a une bonne concordance entre les résultats théoriques et ceux donnés par les expériences exécutées avec une cheminée solaire de 1m de longueur à différentes inclinaison.

**Tawit Chitsomboon et Pornsawan Thongbai [27]** proposent une nouvelle technique solaire pour la ventilation dans le bâtiment, où le toit et la cheminée transparents sont utilisés pour induire la circulation de volume d'air élevé pour aérer le bâtiment aussi bien que pour refroidir les habitants. La force d'entraînement de l'écoulement est la flottabilité créée par la salle de grenier sous le toit transparent. L'écoulement est encore augmenté par la cheminée attachée au-dessus de toit. Le CFD a été employé pour simuler la circulation d'air mentionnée à de divers paramètres significatifs tels que, l'inclinaison de toit, taille de la cheminée, l'intensité solaire et la forme de toit. Ils l'ont constaté que des débits d'air raisonnables ont été réalisés dans des conditions confortables dans le secteur rural du tropique.

**Zoltan Adam et al [28]** présentent une simulation mathématique détaillée et une étude expérimentale sur le flux d'air dans une cheminée solaire. Le modèle de cheminée solaire est considéré comme un canal simple vitré d'un côté et un mur collecteur de l'autre côté, et d'une épaisseur et un angle d'inclinaison variables. Pendant les expériences, la vitesse de l'air dans la cheminée dépend de la distance entre le plan chauffé et le vitrage. Les résultats des expériences et de simulation sont présentés dans une série de graphiques. Le modèle de simulation a donné les débits pour une large gamme de variables. Ils ont conclu qu'il y a quelques différences, qui peuvent ensuite être éliminées à l'aide des équations plus précises pour calculer l'épaisseur de la couche limite et le coefficient de transfert de la chaleur. Le débit maximum est atteint pour une inclinaison de 45 degrés.

Récemment, l'effet de l'angle d'inclinaison de cheminée sur ACH et le modèle d'écoulement à l'intérieur était analytiquement et numériquement étudiés par **Bassiouny et Koura [29]**. Un modèle d'analyse simplifié basée sur le bilan énergétique a été développé pour la cheminée solaire et résolu à l'aide de la méthode de Gauss-Seidel (méthode itérative) en FORTRAN. La simulation numérique a été réalisée à l'aide d'ANSYS et les résultats ont été comparés avec des résultats précédents. Quatre angles d'inclinaison différents, allant de 15° à 75° ont été considérés. Le taux de flux d'air optimum a été atteint pour un angle d'inclinaison d'absorbeur entre 45° et 70° pour une altitude de 28,4°. Ils ont également signalé la dépendance de la vitesse de sortie de l'air avec l'angle d'inclinaison et a indiqué que pour une cheminée avec des angles d'inclinaison de moins de 20°, la largeur de la lame d'air de cheminée a un effet mineur sur la vitesse de sortie de l'air. Ils ont présenté une corrélation pour obtenir ACH dans le formulaire ci-dessous [29]:

$$ACH=0.795(\sin \theta^{0.3189} I^{0.3818} d^{0.1658}) .$$

Où  $\theta$  est l'angle d'inclinaison d'absorbeur en ( $^{\circ}$ ),  $I$  est l'intensité solaire en ( $W/m^2$ ) et  $d$  est la largeur de cheminée en (m). Cependant, cette relation n'a pas l'universalité car elle n'est valable que pour le cas avec l'intensité solaire supérieur ou égal à  $500W/m^2$  et la largeur de lame 0.1m à 0.35m.

Pour **D.J. Harris et N. Helwig [30]** leur étude est consacrée à la conception d'une cheminée solaire pour induire la ventilation dans un bâtiment. Des techniques de modélisation utilisant des codes CFD ont été employées pour évaluer les impacts de l'angle d'inclinaison et double vitrage sur le taux de ventilation. Ils ont constaté que pour une cheminée intégrée à la face sud, et un angle d'inclinaison de 67.5° par rapport à l'horizontal était optimum pour l'endroit choisi, donnant une efficacité plus grande de 11% que la cheminée verticale, et cela un rendement plus élevé de 10% a été obtenu en employant une surface de mur de basse émissivité.

#### II.4. Cheminée solaire associé à une autre technique de ventilation :

**Sudaporn Chungloo et Bundit Limmeechokchai [31]** ont étudié l'effet de la cheminée solaire et la pulvérisation sur la ventilation naturelle. Le système de pulvérisation est placé au-dessus de toit du bâtiment. Ils ont trouvé que lorsque la température ambiante était de 40 ° C, la réduction maximale de la température est de 3,5°C pour l'effet de cheminée solaire, et une

réduction maximale de la température de 6,2 à 8°C pour un effet combiné de la pulvérisation de l'eau et la cheminée solaire. En outre, la différence de la température entre l'entrée et la sortie de la cheminée solaire tend à diminuer pendant la période du rayonnement solaire élevé et de la température ambiante élevée.

**Yoshiteru Shinada et al [32]** ont proposé un dispositif spécifique. Un système de ventilation naturelle comme étant une combinaison d'une cheminée solaire et une fosse souterraine installée au niveau d'un bâtiment scolaire. L'air extérieur entre dans le bâtiment après le passage par la fosse souterraine, puis il introduit dans les différentes salles et déchargé à l'extérieur par une cheminées solaires de huit mètres de hauteur par action de l'effet du cheminée, ou de retirer par action du vent. Les résultats mesurés pendant quatre ans après l'ouverture de l'école ont montré que l'énergie de l'exécution a amélioré l'année après année dû au système de ventilation naturelle.

Récemment, l'idée de la ventilation de la tour solaire- éolien a été étudiée numériquement par **Nouanégué et al. [33]**, qui a examiné le cas de ventilation mixtes: convection forcée dans un système de tour résultant de la pression négative créée à la sortie de la tour par l'effet de Venturi, et la convection libre due à l'effet de flottabilité. Le nombre de Nusselt et le débit volumique adimensionnel ont été calculées en fonction de la conductivité adimensionnel du milieu solide, le nombre de Rayleigh et le nombre de Reynolds (ou nombre de Richardson) et des paramètres géométriques tels que l'aspect de rapport (ratio) , la taille de l'ouverture de la sortie et l'épaisseur de la paroi. Le résultat a montré que l'épaisseur de la paroi a moindre degré d'influence sur la performance de la ventilation que les autres paramètres.

**Mathur et al. [34]** a étudié expérimentalement, quatre types différents de cheminée solaire pour voir leur viabilité à utiliser pour la ventilation résidentiels. Une cheminée solaire cylindrique 2 m de hauteur et 28 cm de diamètre, avec et sans revêtement extérieur a été un ajout à leur plus haut deux conceptions. L'étude a montré que la cheminée solaire cylindrique pourrait être facilement intégré à la façade du bâtiment existant que les autres types, et les taux de ventilation pourrait être augmenté de 15,94% avec l'absorbeur incliné à un angle de 45° pour 949.53 W/m<sup>2</sup> de l'intensité solaire .de plus, ils ont été montrés qu'une cheminée cylindrique recouvert d'une feuille transparente augmenté le taux de ventilation par 36,85% par rapport à celui nue.

## II. 5. Conclusion:

A partir de ce chapitre on conclue que la ventilation est une nécessité essentielle dans les locaux. Il y a deux mécanismes de ventilation naturelle, qui ont le même but, de créer un mouvement d'air. La ventilation naturelle se produit également en raison de la commande des ouvertures, des portes et des fenêtres ou par un moyen solaire passif tel que la cheminée solaire. Ce genre de ventilation a des avantages multiples. Il ne nécessite ni énergie fossile, ni énergie électrique, pour fonctionner en mode de refroidissement passif ou d'éliminer la condensation de la vapeur d'eau.

D'après la présentation des différentes recherches sur la ventilation passive par la cheminée solaire, on a conclu que :

- les modèles expérimentaux à grande échelle sont chers mais ils ont généré des résultats de bonne qualité.
- D'autre part, les modèles expérimentaux à petites échelles sont moins chers mais leurs résultats sont généralement complétés par des résultats analytiques ou numériques, et par conséquent sont rarement utilisés seuls pour la prédiction de ventilation dans la cheminée solaire.
- Les modèles analytiques sont basés sur des hypothèses, qui sont utilisées pour simplifier les mécanismes complexes du problème étudié, et fondamentalement résoudre le débit d'air et les équations de bilan énergétique en utilisant différentes méthodes. La méthode des différences finies étant le plus populaire.
- Les résultats mesurés, simulés et calculés se rapprochent ce qui prouve la validité de chaque approche.
- la cheminée solaire est un système de ventilation naturelle efficace en termes de taux de ventilation généré qui utilise la poussée thermique, et elle a le potentiel de ventilation à la fois journalière et nocturne.
- Le ACH dépend de plusieurs paramètres tels que l'angle d'inclinaison, l'intensité solaire, le rapport d'aspect et la taille d'ouverture d'entrée de la cheminée et aussi la largeur de lame d'air.



- La valeur optimale de la largeur de lame d'air pour un débit maximal d'air n'a pas été rapportée dans certaine étude .Cependant, une largeur de lame d'air de 0,3 m semble être la valeur optimale pour la plupart de conception.
- Les cheminées inclinées sont plus efficaces que les cheminées verticales.
- l'inclinaison optimale de l'absorbeur varie de 40° à 60° selon la latitude de l'endroit.
- On a la possibilité d'utiliser la fenêtre de la cheminée solaire dans les conditions climatiques chaudes et sèches.
- la cheminée solaire de plusieurs étages pourrait être une alternative à la ventilation mécanique dans la construction de gratte-ciel pour les conditions climatiques chaudes.
- Il est évident à partir de ce chapitre que presque toutes les recherches sur les cheminées solaires sont soucieux de fournir une ventilation adéquate en augmentant le débit d'air avec l'optimisation de la conception de la cheminée solaire.

L'objectif du notre travail est relatif à l'analyse des écoulements dans les cheminées solaire pour la ventilation de locaux d'habitations.

*Chapitre III*

*Aperçu*  
*sur les Transferts*  
*Thermiques*

### III. I. Introduction :

D'après les deux premiers principes de la thermodynamique, deux systèmes physiques à des températures différentes échangent de l'énergie sous forme d'énergie thermique, même si le vide les sépare et tant que l'équilibre des températures n'est pas atteint.

Cette énergie peut être échangée au travers de trois mécanismes de transfert thermique différents, chacun associé à un processus physique bien distinct. L'ensemble forme par les systèmes est alors le siège de transformations irréversibles macroscopiques associées à des flux de matière ou d'énergie. Il est à noter que ces trois phénomènes peuvent intervenir simultanément dans l'échange d'énergie thermique alors qu'ils seront décrits séparément dans ce qui suit.

### III.2. Les différents modes de transferts thermiques :

#### III.2.1. La conduction :

Le transfert de chaleur par *conduction* correspond à un transfert d'énergie interne dû aux interactions entre les particules qui constituent le système thermodynamique (exemple : chocs de molécules dans les gaz, vibrations dans les solides cristallins, etc). Il est présent dans tous les corps, quel que soit leur état (solide, liquide ou gaz). On peut faire directement l'expérience de ce mode de transfert en tenant à la main un barreau métallique, et en mettant l'autre extrémité au contact d'une flamme. Au bout d'un certain temps, on est obligé de lâcher le barreau, pour éviter de se brûler. L'expérience du barreau suggère que le flux de chaleur qui se propage par conduction dans la matière est lié aux variations spatiales de température. Joseph Fourier a trouvé expérimentalement, en 1822, la relation entre la densité de flux de chaleur et le champ de température (loi de Fourier) :

#### ✓ Loi de Fourier :

La conduction thermique est un phénomène qui tend à homogénéiser la distribution de température. Le mécanisme de transfert local de chaleur est décrit par la relation de Fourier au sein d'un corps homogène et isotrope. Ainsi le flux surfacique de chaleur par transfert conductif,

$$\vec{q}(M,t) = -\lambda \overline{\text{grad}} T$$

$\overline{\text{grad}} T$  est un vecteur porté par le même axe, mais de sens contraire à  $\vec{q}(M,t)$ , d'où le signe moins de la loi de Fourier.

Où

$T$  : température [K] et  $\lambda$  : conductivité thermique [w/m .k] .

$\vec{q}$  : vecteur densité de flux thermique (  $\|\vec{q}\|$  s'exprime en w/m<sup>2</sup> ).

Le flux de chaleur  $\dot{Q}$  à travers une surface  $S$  s'obtient par intégration : 
$$\dot{Q} = \iint_S \vec{q} \cdot \vec{n} \, ds$$

Le flux de chaleur est donc nul si le champ de température est uniforme (le système est alors dans un état d'équilibre thermique).

### III.2.2. La Convection :

#### III.2.2.1. Définition et classification :

Ce mode de transfert est spécifique aux fluides. En plus du transfert de chaleur par conduction toujours présent dans la matière, il y a dans les fluides un transfert de chaleur provoqué par l'écoulement du fluide, c'est à dire par le mouvement d'ensemble des particules qui le composent.

Ce phénomène est appelé *advection* : une masse de fluide qui se déplace transporte avec elle son énergie interne. On peut donc définir la *convection* comme la réunion de deux modes de transfert de chaleur : la conduction, qui s'effectue à l'échelle microscopique, et l'advection, qui est de nature macroscopique. On classe généralement la convection en trois catégories : la convection naturelle, la convection forcée, et la convection mixte.

#### III.2.2.2. La convection naturelle :

Il y a convection naturelle lorsque le mouvement du fluide est uniquement dû à la poussée d'Archimède induite par les variations de masse volumique au sein du fluide, lesquelles sont la conséquence des variations spatiales de température. L'air chaud, plus léger, tend alors à monter, alors que l'air froid descend. Ce mécanisme se produit dans des situations très diverses : il est responsable de l'homogénéisation de la température dans une pièce d'habitation (transfert de chaleur du radiateur vers les parties froides de la pièce), mais également des courants marins ainsi que de la circulation générale de l'atmosphère terrestre.

#### III.2.2.3. La convection forcée :

Dans la convection forcée, le fluide doit son mouvement à une cause extérieure (pompe, ventilateur, agitateur, etc.). En convection forcée proprement dite, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est

le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur, puis dans l'échangeur.

#### III.2.2.4. La convection mixte :

Elle correspond à la combinaison de la convection forcée et naturelle. L'importance d'un type de convection par rapport à un autre est caractérisée par le rapport :

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{\text{Force d'Archimède}}{\text{Force d'inertie}}$$

- ✓ Quand :  $\frac{Gr}{Re^2} \geq 16$  , la convection naturelle est dominante .
- ✓ Quand :  $\frac{Gr}{Re^2} \leq 0.1$  , la convection forcée est prédominante.
- ✓ Quand :  $0.1 \leq \frac{Gr}{Re^2} \leq 16$  , la convection est mixte. Le nombre de Nusselt sera calculé pour les deux cas, et l'on choisira la plus grande des deux valeurs.

##### III.2.2.4.1. Convection mixte dans une conduite verticale :

Considérons le cas d'une conduite verticale, soumise à des conditions de température et de vitesse telle qu'elle est le siège de phénomènes de convection mixte.

Deux cas distincts sont à considérer suivant que les forces de poussée d'Archimède sont dans le même sens ou dans le sens opposé à l'écoulement forcé.

Dans le cas où les deux sont dans le même sens : le gradient de pression motrice dû à la convection naturelle et qui peut s'exprimer par la relation :  $\frac{\partial P_m}{\partial x} = g\beta \Delta T$  . S'ajoute au gradient de pression qui génère l'écoulement forcé, on se trouve alors en convection mixte favorable.

Dans le cas contraire, les poussées d'Archimède s'opposent au gradient de la pression motrice de l'écoulement forcé, on est alors en convection mixte défavorable. Dans ce dernier cas, il en résulte souvent des décollements ou des re-circulations, en tout cas, des problèmes plus difficiles qu'en convection mixte favorable. Suivant que la paroi est chauffée ou refroidie, et suivant la direction de l'écoulement forcé : vertical, ascendant ou descendant [40].

### III.2.2.5. Loi de refroidissement de Newton :

Dans les applications, on a la plupart du temps besoin de connaître le flux échangé entre un fluide et une paroi solide (transfert de chaleur des parois du moteur vers le liquide de refroidissement, refroidissement d'un microprocesseur d'ordinateur,...). L'interface entre le fluide et le solide, laquelle est traversée par le flux de chaleur, est appelée *surface d'échange*. Dans tous les problèmes que nous traiterons cette année, nous admettrons que la densité de flux échangée entre une paroi à la température  $T_p$  est un fluide à la température  $T_f$  est donnée par la loi de Newton :

$$\mathbf{q} = h_c (T_p - T_f)$$

Dans cette relation,  $h_c$  est le *coefficient d'échange thermique convectif* : c'est le flux de chaleur transféré entre la paroi et le fluide, par unité de surface, et par unité d'écart de température entre la surface et le fluide ( $h_c$  s'exprime en Watt par mètre carré et par Kelvin,  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Le flux de chaleur sur l'ensemble de la surface d'échange  $S$  s'obtient par intégration :

$$\dot{Q} = \iint \mathbf{q} \, ds = \iint h_c (T_p - T_f) \, ds$$

Si le coefficient d'échange et la température de paroi sont uniformes sur toute la surface d'échange, il vient :[41].

$$\dot{Q} = h_c S (T_p - T_f)$$

### III.2.3. Le rayonnement :

#### III.2.3.1. Définitions :

Dans une certaine gamme de longueurs d'ondes, l'émission d'une onde électromagnétique s'accompagne d'une baisse de l'énergie interne du système, alors que l'absorption provoque une augmentation de cette dernière. On parle alors d'échanges de chaleur par rayonnement thermique, ou de transferts radiatifs. En effet, lorsque deux surfaces sont mises en regard, et séparées par un milieu transparent (le vide ou de l'air), chacune émet un flux radiatif, dont une partie est absorbée par l'autre. Le flux émis étant proportionnel à la puissance 4 de la température absolue, la surface à température la plus élevée émet plus d'énergie qu'elle n'en absorbe, alors que c'est l'inverse pour la surface froide. Il y a par ce moyen transfert de chaleur de la surface chaude vers la surface froide.

Du point de vue du rayonnement thermique, on peut distinguer trois catégories de milieux.

- ✓ Les *milieux transparents* : ils n'absorbent pas de rayonnement thermique, et n'en émettent pas non plus. En toute rigueur, seul le vide est réellement transparent. L'air, sur des distances modérées, peut généralement être considéré comme transparent.
- ✓ Les *milieux opaques* : l'absorption ou l'émission s'effectuent sur une épaisseur suffisamment faible pour que l'on puisse la supposer nulle. On considère alors que les phénomènes radiatifs n'ont lieu qu'à la surface du système, et non à l'intérieur. C'est le cas des métaux.
- ✓ Les *milieux semi-transparentes* : c'est le cas intermédiaire entre les deux précédents. Un corps semi-transparent absorbe une partie du rayonnement thermique qu'il reçoit, et laisse passer l'autre partie. Absorption et émission sont ici des phénomènes volumiques, et non plus surfaciques (ils se produisent à l'intérieur même du système). C'est de loin le cas le plus complexe. On peut citer comme exemple de tels milieux le verre ou les atmosphères de combustion.

### III.2.3.2. Flux radiatif entre surfaces opaques séparées par un milieu transparent :

Nous nous bornerons dans cette introduction à évoquer le cas d'un petit corps opaque, convexe, situé dans une enceinte de grandes dimensions, et séparé de celle-ci par un milieu transparent. Dans ce cas, on admettra que le flux net radiatif échangé entre le petit corps et l'enceinte s'écrit :

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma S (T_s^4 - T_e^4)$$

Où :

S est la surface du petit corps,  $T_s$  sa température (supposée uniforme sur toute la surface S) et  $T_e$  la température de l'enceinte. La grandeur sans dimension  $\epsilon$  est appelée émissivité de la surface. Elle est comprise entre 0 et 1, et caractérise la « capacité » de la surface à émettre du rayonnement thermique.[41]

### III.3. Les nombres adimensionnels [42] :

Les résultats des littératures sont souvent exprimés en termes de nombres adimensionnels, afin de permettre une application plus générale que celles pour lesquelles les résultats sont obtenus. Les nombres adimensionnels permettent donc une validation des résultats par rapport aux travaux antérieurs. Quelques nombres adimensionnels sont présentés dans ce qui suit :

#### III.3.1. Le nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds **Re** est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité, dans un écoulement considéré. Il caractérise la nature de l'écoulement (laminaire, turbulent...). Il est défini comme suit:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

Pour aller d'un régime laminaire vers un régime turbulent, cela nécessite le passage d'une zone de transition caractérisée par son nombre de Reynolds critique qui a pour valeur :  $Re_c = 2300$ , pour le cas d'une conduite.

#### III.3.2. Le nombre de Prandtl :

Le Nombre de Prandtl **Pr** est le rapport de la viscosité cinématique  $\mu / \rho$  à la diffusivité thermique  $a = \lambda / \rho C_p$ . Il caractérise les propriétés thermiques du fluide, en mettant en rapport la distribution de vitesses (gouvernée par la viscosité cinématique) et la distribution de températures (gouvernée par la diffusivité thermique), on le définit par :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

**C<sub>p</sub>** : Capacité calorifique massique [J /kg.K].

#### III.3.3. Le nombre de Nusselt :

Le Nombre de Nusselt **Nu** est le rapport du flux thermique , transmis par convection à un flux thermique transmis par conduction à travers le fluide, il est donné par la relation :

$$Nu = \frac{h D}{\lambda}$$



La valeur du nombre de Nusselt dépend des grandeurs caractéristiques, et de son caractère, local ou moyen. Il est important de distinguer, lors de l'utilisation des corrélations, si le coefficient de convection « h » a été défini par rapport à une température de référence fixée, ou à une température de mélange locale.

### III.3.4. Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh Ra est le paramètre de contrôle de la convection thermique. Plus le nombre de Rayleigh est grand, plus la convection est intense. Le nombre de Rayleigh peut s'interpréter comme une mesure de l'importance du mécanisme responsable de l'instabilité du fluide (la poussée d'Archimède) par rapport aux mécanismes de freinage (la diffusivité thermique et la viscosité). Il est également possible de voir le nombre de Rayleigh comme la différence de température. Le nombre de Rayleigh est donné par la relation :

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

Pour :  $Ra < 10^9$  : écoulement est laminaire,

Pour :  $Ra > 10^9$  : écoulement est turbulent.

### III.3.5. Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof compare les forces d'Archimède (ou forces de flottabilité) aux forces visqueuses qui s'exercent sur un élément de fluide dont la température diffère de celle du milieu environnant.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu^2}$$

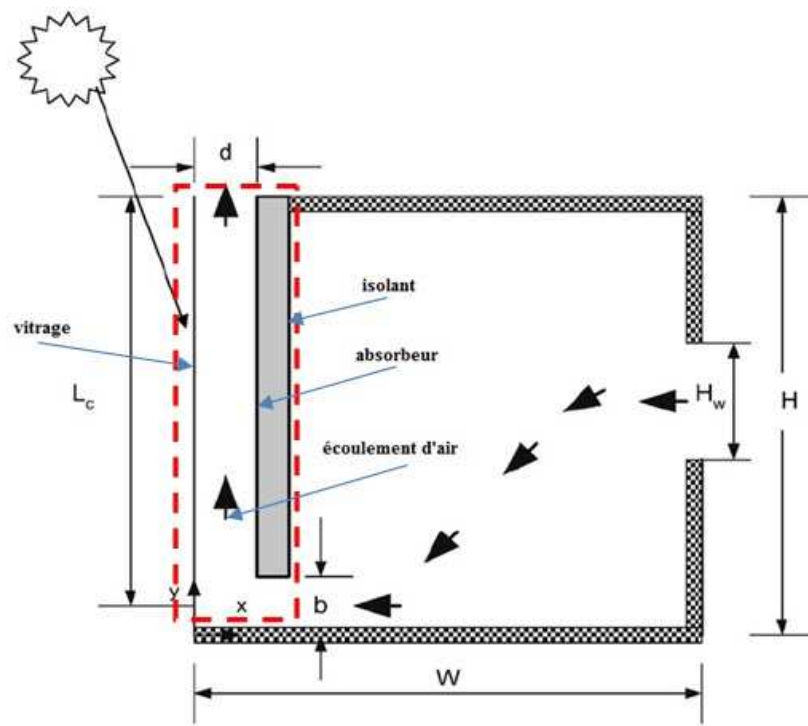
# *Chapitre IV*

## *Modélisation Mathématique*

### IV.1. Introduction :

On présente dans ce chapitre les modèles physique et mathématique d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire, on détermine les distributions des températures de la surface du mur absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée ainsi que les paramètres caractéristiques de la cheminée solaire comme le débit massique, la vitesse de l'air et le taux de renouvellement d'air.

La figure (IV.1) montre la représentation schématique d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire. La cheminée solaire se présente comme étant un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace.



**Fig.(IV.1).** Un schéma général du domaine physique.

### IV.2. Modèles physique et mathématique :

#### IV.2.1. Modèle physique :

La configuration du domaine physique considéré dans la présente étude est représentée dans la Fig.1. Ce domaine est considéré comme 1 m de largeur 1 m de hauteur et en supposant une profondeur de 1 m.

La figure IV.2 montre le modèle physique de la cheminée utilisé dans notre étude. Il représente le détail de la figure IV.1, schématisé par le cadre rouge en pointillé.

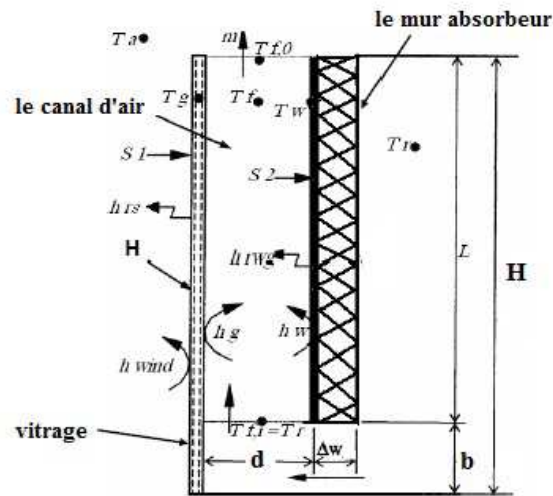


Fig.( IV.2). montre le modèle physique de la cheminée.

La visualisation des flux thermiques dans la chemine est donnée par l'analogie électrique représentée sur la figure (IV.3)

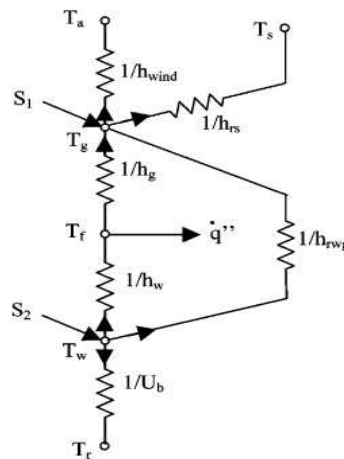


Fig.(IV.3). Analogie électrique pour la cheminée solaire.

Le rayonnement solaire  $I$  absorbé chauffe le vitrage  $S_1$  à une température  $T_g$ . Le transfert thermique entre le fluide en écoulement à la température  $T_f$  et le vitrage se fait par convection, avec un coefficient de transfert thermique  $h_g$ . L'énergie est transférée par convection entre l'absorbeur  $S_2$  et le fluide et par rayonnement entre le vitrage et l'absorbeur avec les coefficients

$h_w$  et  $h_{rwg}$  respectivement. La chambre est à la température  $T_r$ . Enfin on caractérise la perte de chaleur entre l'absorbeur et l'isolant par un coefficient d'échange thermique

#### IV.2.2. Modèle Mathématique :

Un bilan énergétique global sur la cheminée est considéré. Ce bilan comprend le vitrage, le mur absorbeur, et l'air entre les deux.

Certes, certaines hypothèses sont supposées permettre de résoudre le modèle mathématique, et par conséquent il y aura une sorte d'erreur due à la solution approchée :

- L'écoulement à travers la cheminée a été considéré laminaire et en régime permanent.
- L'échange d'énergie à travers le vitrage, l'air, et de l'absorbeur a été traité comme unidimensionnel.
- L'entrée d'air à la cheminée a été considérée comme ayant la même température moyenne de l'air dans la chambre.
- Les températures de surface de l'absorbeur et du vitrage sont supposées uniformes.
- L'échanges énergétiques entre les autres murs dans la salle et de ses environs a été négligée.
- Les capacités de stockage du vitrage et de l'absorbeur sont supposées négligeables.

##### IV.2.2.1. Le bilan énergétique sur le vitrage :

L'application du concept du bilan thermique sur le vitrage sous les hypothèses mentionnées précédemment, donne le suivant :

Énergie due au rayonnement incident + énergie réémise à partir du l'absorbeur = l'énergie convective par l'air dans la cheminée + pertes totales du vitrage.

$$\alpha_g A_g I + h_{rw-g} A_w (T_w - T_g) = h_{conv,g-a} A_g (T_g - T_f) + \sum q_{loss} \quad (IV.1)$$

Le dernier terme dans le côté droite présente les pertes du vitrage à l'entouré par convection, rayonnement, et conduction:

$$\sum q_{loss} = q_{l-wind} + q_{l-sky} + q_{l-cond} \quad (IV.2)$$

Ces pertes peuvent se résumer comme suite :

$$\sum q_{loss} = U_t A_g (T_g - T_a) \quad (IV.3)$$

Où  $U_t$  est le coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance, qui compte pour les trois coefficients de transfert de chaleur, donné par :

$$U_t = h_{wind} + h_{rg-sky} + h_{cond1} \quad (IV.4)$$

Donc, l'équation (IV.1) peut être réécrite comme :

$$a_1 T_g + b_1 T_f + c_1 T_w = R_1 \quad (IV.5)$$

Où :

$$a_1 = h_{rw-g} A_w + h_{conv} A_g + U_t A_g \quad (IV.6)$$

$$b_1 = -h_{conv,g-a} A_g \quad (IV.7)$$

$$c_1 = -h_{rw-g} A_w \quad (IV.8)$$

Et

$$R_1 = \alpha_g A_g I + U_t A_g T_a \quad (IV.9)$$

#### IV.2.2.2. Le bilan énergétique sur l'air circulant :

De la même façon, on applique le bilan énergétique sur la colonne d'air qui traverse la cheminée, on trouve les équations suivantes :

L'énergie convective du vitrage à l'air + énergie convective de l'absorbeur à l'air = énergie convective par l'air à travers la cheminée.

Cela donne :

$$h_{conv,g-a} A_g (T_g - T_f) + h_{conv,w-a} A_w (T_w - T_f) = q_{conv} \quad (IV.10)$$

Où le gain utile de la chaleur  $q_{conv}$  peut être calculé par :

$$q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (IV.11)$$

Alors que la température moyenne de l'air qui traverse la cheminée peut être calculé en utilisant un coefficient de pondération entre la température d'entrée et la température de sortie, comme :

$$T_f = \omega T_{fo} + (1 - \omega) T_{fi} \quad (IV.12)$$

On considère que l'entrée d'air à la cheminée avec une température est égale à la température moyenne de la chambre  $T_r$ , on remplace  $T_r$  dans l'équation (IV.11) de  $q_{conv}$ , on trouve l'équation suivante:

$$q_{conv} = \dot{m} C_p \frac{T_f - T_r}{\omega} \quad (IV.13)$$

Où «  $\omega$  » est le coefficient de pondération de la température, été déterminé expérimentalement, a été trouvé à 0,74 dans la littérature [5].

La Substitution et la réorganisation des équations précédentes donnent :

$$a_2 T_g + b_2 T_f + c_2 T_w = R_2 \quad (IV.14)$$

Où:

$$a_2 = h_{conv,g-a} A_g \quad (IV.15)$$

$$b_2 = - \left[ h_{conv,g-a} A_g + h_{conv,w-a} A_w + \left( \frac{\dot{m} C_p}{\omega} \right) \right] \quad (IV.16)$$

$$c_2 = h_{conv,w-a} A_w \quad (IV.17)$$

Et

$$R_2 = - \frac{\dot{m} C_p}{\omega} T_r \quad (IV.18)$$

### IV.2.2.3. Le bilan énergétique sur le mur absorbeur :

Le mur absorbeur est l'élément principal déclencheur de la théorie de la cheminée solaire, La conservation de l'énergie pour ce mur, en tant que partie du système, est donnée comme suit :

L'énergie absorbée par l'absorbeur = l'énergie réémise de l'absorbeur à la vitre + l'énergie convective à l'air dans la cheminée + pertes totales de l'absorbeur.

$$\alpha_w \tau_g A_w I = h_{rw-g} A_w (T_w - T_g) + h_{conv,w-a} A_w (T_w - T_f) + U_b A_w (T_w - T_r) \quad (IV.19)$$

La réorganisation de l'équation ci-dessus donne :

$$a_3 T_g + b_3 T_f + c_3 T_w = R_3 \quad (IV.20)$$

D'où :

$$a_3 = -h_{rw-g}A_w \quad (IV.21)$$

$$b_3 = -h_{conv,w-a}A_w \quad (IV.22)$$

$$c_3 = h_{rw-g}A_w + h_{conv,w-a}A_w + U_bA_w \quad (IV.23)$$

Et

$$R_3 = \alpha_w \tau_g A_w I + U_b A_w T_r \quad (IV.24)$$

Où le coefficient d'échange global du panneau isolant, situé sur la partie arrière du mur absorbteur s'exprime par :

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\Delta w_{ins}} \quad (IV.25)$$

### IV.3. Les paramètres caractéristiques de la cheminée solaire :

#### IV.3.1. Distributions des températures sur l'absorbteur, le vitrage et le long du canal d'air :

Les trois équations obtenues par les bilans énergétiques sont présentés dans la suite :

$$\begin{cases} (h_{rw-g}A_w + h_{conv}A_g + U_tA_g)T_g - (h_{conv,g-a}A_g)T_f - (h_{rw-g}A_w)T_w = \alpha_g A_g I + U_t A_g T_a \\ (h_{conv,g-a}A_g)T_g - \left[ h_{conv,g-a}A_g + h_{conv,w-a}A_w + \left( \frac{\dot{m}C_p}{\omega} \right) \right] T_f + (h_{conv,w-a}A_w)T_w = -\frac{\dot{m}C_p}{\omega} T_r \\ - (h_{rw-g}A_w)T_g - (h_{conv,w-a}A_w)T_f + (h_{rw-g}A_w + h_{conv,w-a}A_w + U_b A_w) = \alpha_w \tau_g A_w I + U_b A_w T_r \end{cases} \quad (IV.26)$$

Les équations de bilan d'énergie (IV.5),(IV.14) et (IV.20) peut être reformulée sous forme matricielle comme indiqué ci-dessous:

$$\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_g \\ T_f \\ T_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{bmatrix} \quad (IV.27)$$

Le système d'équations (IV.26) est itérativement résolu en utilisant la méthode de relaxation de (Gauss-Seidel). À la suite de cela, On obtient les températures de vitrage, d'absorbteur et de l'air le long de canal.

Les propriétés de l'air circulant sont considérés varient avec la température. Par conséquent, les propriétés actualisées avec les valeurs de température convergée.



Les coefficients de transfert de chaleur mentionnés dans les trois équations (IV.5),(IV.14) et (IV.20) peuvent être calculés sur la base de la relation de Stefan-Boltzmann, de loi de refroidissement de Newton, et la loi de la conduction de Fourier.

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

$$h_{rw-g} = \frac{\sigma(T_w + T_g)(T_w^2 + T_g^2)}{((1-\varepsilon_g)/\varepsilon_g) + ((1-\varepsilon_w)/\varepsilon_w) + (1/F_{w-g})} \quad (IV.28)$$

Où le facteur de forme «  $F_{w-g}$  » est considéré l'unité.

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

$$h_{rg-s} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2)(T_g - T_{sky})}{T_g - T_a} \quad (IV.29)$$

Où l'absorptivité de Verre est prise comme 0.06 , la transmittivité comme 0.84, et l'absorptivité du mur absorbeur comme 0.95 .

La température du ciel et Le coefficient de transfert thermique convectif relatif au milieu ambiant,  $h_{wind}$  . Ils sont donnés par les expressions suivantes [37]:

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (IV.30)$$

Et

$$h_{wind} = 2.8 + 3.0 V_w \quad (IV.31)$$

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

Le coefficient de transfert thermique par conductivité pour le vitrage est :

$$h_{cond1} = \frac{1}{(1/h_o) + (\Delta x_g/K_g)} \quad (IV.32)$$

L'air s'écoulant dans la cheminée porte les énergies convective de vitrage et d'absorbeur. Alors, les coefficients de transfert de chaleur convective entre l'air et les deux murs sont :

$$h_{conv,g-a} = \frac{Nu K_f @ T_g}{L_g} \quad (IV.33)$$

$$h_{conv,w-a} = \frac{NuK_f@T_w}{L_w} \quad (IV.34)$$

### IV.3.2. Débit massique d'air à travers la cheminée :

Une fois que les températures convergents sont connus, et les propriétés de l'air sont actualisées, le débit d'air traversant la cheminée peut être calculé en utilisant la relation suivante [38]:

$$\dot{m} = \frac{C_d \rho_f A_o}{\sqrt{1+(A_o^2/A_i^2)}} \sqrt{2gL_c \left[ \frac{T_f}{T_r} - 1 \right]} \quad (IV.35)$$

Spencer [11] a indiqué que la valeur du coefficient de décharge  $C_d$  est presque constante à 0,61 pour  $Re$  supérieure à 100, et moins de 0,6 pour  $Re$  inférieure à 100. Une valeur de 0,57 a été choisie en raison de l'entrée d'angle vif.

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

$$v_o = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_o} \quad (IV.36)$$

### IV.3.3. Taux de renouvellement d'air (ACH):

En ventilation naturelle, il est beaucoup plus important de savoir le taux de renouvellement d'air. Il est défini comme étant le rapport du débit volumique de l'air au volume de la chambre, Cette expression est connue comme (ACH) « air change per hour ». Ce paramètre est défini par la norme ASHRAE comme :

$$ACH = \frac{\dot{V} \times 3600}{\text{le volume totale de la chambre}} \quad (IV.37)$$

Dans notre étude le volume de la pièce été considérée égale à  $27 \text{ m}^3$  pour simuler une taille réelle d'une pièce, dans le but de raisonner les valeurs et à comparer avec les données publiées dans Réf. [8].

### IV.3.4. Les corrélations empiriques utilisées :

Voici les corrélations utilisées pour estimer les coefficients de transfert de chaleur entre l'air s'écoulant dans la cheminée et le vitrage et à la fois le mur absorbeur [38].

La température moyenne  $T_m$  donnée par :

$$T_m = \frac{T_f + T_s}{2} \quad (IV.38)$$

$$\Delta T = T_s - T_f \quad (\text{IV.39})$$

$T_s$  est la température moyenne de la surface. Elle est égale à  $T_g$  lorsque le système est le vitrage, et égale à  $T_w$  lorsque le Système est le mur absorbeur.

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

$$\beta = \frac{1}{T_m} \quad (\text{IV.40})$$

La viscosité dynamique du fluide est exprimée par :

$$\mu_f = 1.846 \times 10^{-5} + 0.00472 \times 10^{-5} (T_m - 300) \quad (\text{IV.41})$$

La masse volumique du fluide est :

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353 (T_f - 300) \quad (\text{IV.42})$$

La conductivité thermique de l'air est donnée par :

$$K_f = 0.0263 + 0.000074 (T_m - 300) \quad (\text{IV.43})$$

La chaleur spécifique du fluide est donnée par :

$$C_p = 1007 + 0.004 (T_m - 300) \quad (\text{IV.44})$$

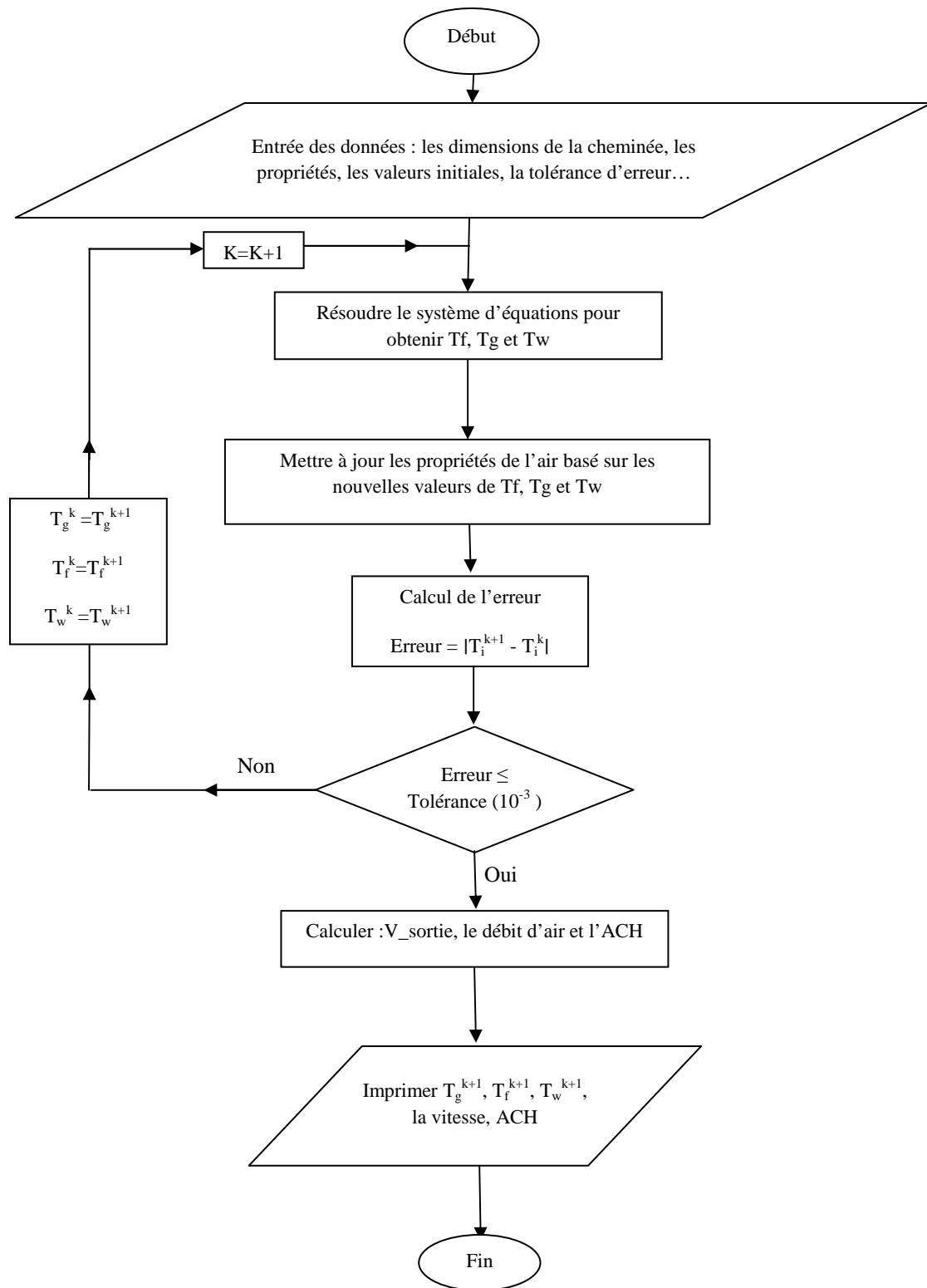
La relation empirique pour le nombre de Nusselt est obtenue à partir de Réf. [39] pour la convection naturelle sur des plaques verticales:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K_f} \quad (\text{IV.45})$$

$$Ra = Gr Pr = \left( \frac{g \beta \Delta T L_c^3}{\nu^2} \right) \left( \frac{\mu C_p}{K_f} \right) \quad (\text{IV.46})$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 Ra^{0.25}}{\left[ 1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (\text{IV.47})$$

## IV.4. Organigramme de calcul :



*Chapitre V*

*Modélisation Numérique*

### V.1. Introduction :

On s'intéresse dans ce chapitre à la modélisation de l'écoulement dans une pièce utilise le système de la cheminée solaire pour générer la ventilation naturelle, à l'aide d'un logiciel de mécanique de fluide industrielle FLUENT. En premier lieu, on présentera des généralités sur les codes CFD, puis nous développerons les différentes étapes de modélisation du système, à savoir les dimensions de la structure et son maillage sur GAMBIT, les hypothèses, les conditions aux limites considérées et on termine par l'organigramme du calcul.

### V.2. Logiciels CFD [43]:

CFD est un acronyme du mot anglais « Computational Fluid Dynamics », le mot « Computational » fait référence aux mathématiques et aux calculs, et « Fluid Dynamics » à la dynamique des fluides.

Les logiciels CFD sont donc utilisés pour résoudre des problèmes de dynamique des fluides en écoulement. Avec ces logiciels on peut construire un modèle numérique du système étudié. Associé aux conditions limites, son exécution peut nous fournir une prédiction sur la dynamique du fluide et les phénomènes physiques engendrés.

#### V.2.1. Avantage des codes CFD :

Les logiciels CFD permettent de modéliser les écoulements des fluides, les transferts thermiques et massiques, le mouvement des corps, les réactions chimiques, les écoulements multi-espèces, les interactions fluide-solide et même l'acoustique.

De nos jours, des milliers d'entreprises à travers le monde bénéficient de l'utilisation de logiciels CFD dans leurs activités d'ingénierie de conception comme principal outil.

Il ya trois raisons impérieuses pour lesquelles l'utilisation des codes CFD est indispensable de nos jours :

- ✓ Ils permettent une très bonne visualisation de l'écoulement surtout dans le cas où on a un système difficile à construire ou bien à tester expérimentalement. Les logiciels CFD nous permettent de rentrer à l'intérieur du prototype créé et de voir en détails la structure de l'écoulement et les différents phénomènes physiques engendrés.
- ✓ Ces logiciels permettent de tester plusieurs designs sous différentes conditions de fonctionnements afin d'arriver à des résultats optimums de fonctionnement dans de très courts délais. Tout cela peut être fait avant même de construire le prototype réel.

- ✓ Grâce aux résultats de la prédiction, on obtient de meilleurs designs, dans des délais très courts et conformes aux réglementations industrielles et environnementales.

### V.3. Fluent :

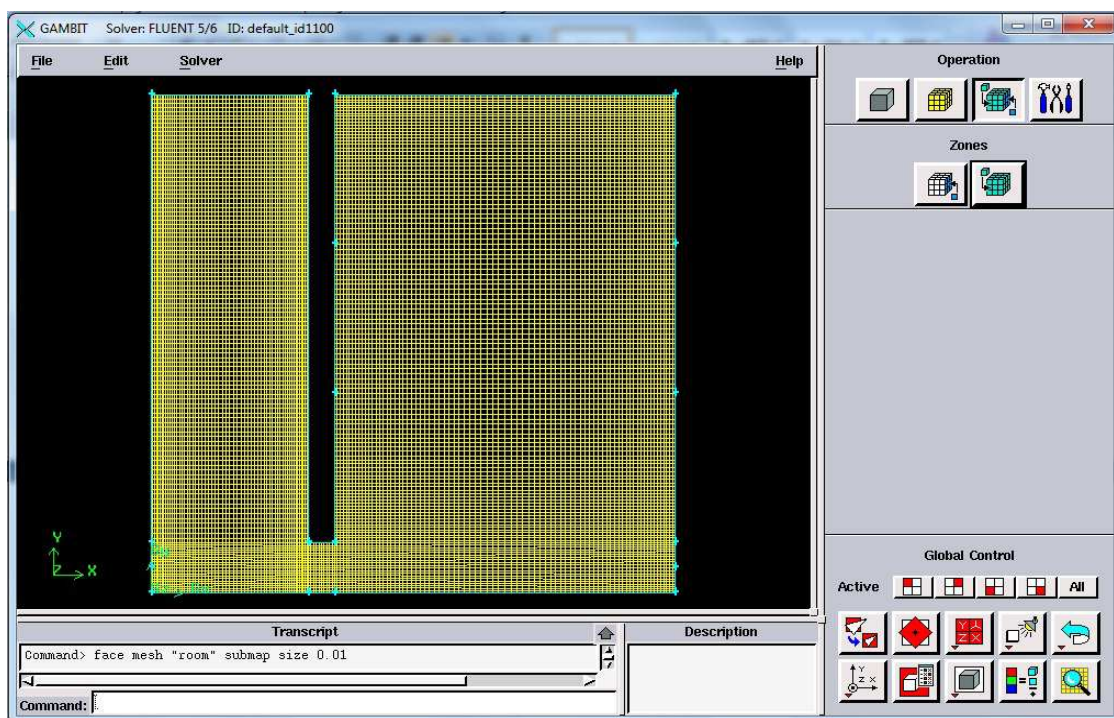
Fluent est le leader mondial en Simulation numérique des écoulements fluides (CFD). Il est utilisé dans plusieurs domaines : Aéronautique, défense, spatial, automobile, énergie, génie des procédés, environnement, aéraulique, thermique du bâtiment et biomécanique.

Comme tous logiciels CFD, Fluent est composé de 3 modules correspondant aux différentes étapes de déroulement d'une étude numérique :

➤ **Le pré- processeur (Gambit) (figure V.1) :**

Il permet de représenter la géométrie du système, et de discrétiser le domaine construit en utilisant plusieurs algorithmes de maillage en deux ou trois dimensions. Il est aussi utilisé pour fixer les conditions aux limites et le type de matériaux (Fluide, solide) dans le domaine. Il est conseillé d'utiliser un maillage structuré pour la discrétisation du domaine. Cela réduit énormément le temps de calcul et assure aussi une bonne convergence.

Une fois la géométrie définie sur Gambit, On peut l'exporter vers Fluent en format « .msh ». La géométrie et le maillage peuvent être visualisés, redimensionnés et vérifiées grâce aumenu GRID qui apparaît sur l'interface de FLUENT.



**Fig.(V.1) :** Interface du pré- processeur Gambit.

➤ **Le solveur (Fluent) :**

Il permet à partir des menus DEFINE et SOLVE qui apparaissent dans l'interface de FLUENT , la figure (V.2) :

- ❖ Définir le modèle en introduisant principalement :
  - le modèle de turbulence utilisé s'il s'agit d'un écoulement visqueux.
  - l'équation d'énergie si on prend en considération l'énergie thermique.
  - le régime d'écoulement et le système de coordonnées considérées (2D,axisymétrique, 3D).
  - il permet aussi d'activer le rayonnement, les réactions chimiques et le modèle acoustique.
- ❖ Définir les conditions opératoires de pression, de température et de gravité.
- ❖ Définir numériquement les conditions aux limites (pression, température, flux de chaleur, vitesse...).
- ❖ Choisir le processus itératif en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle.

Il offre également une interface qui permet de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

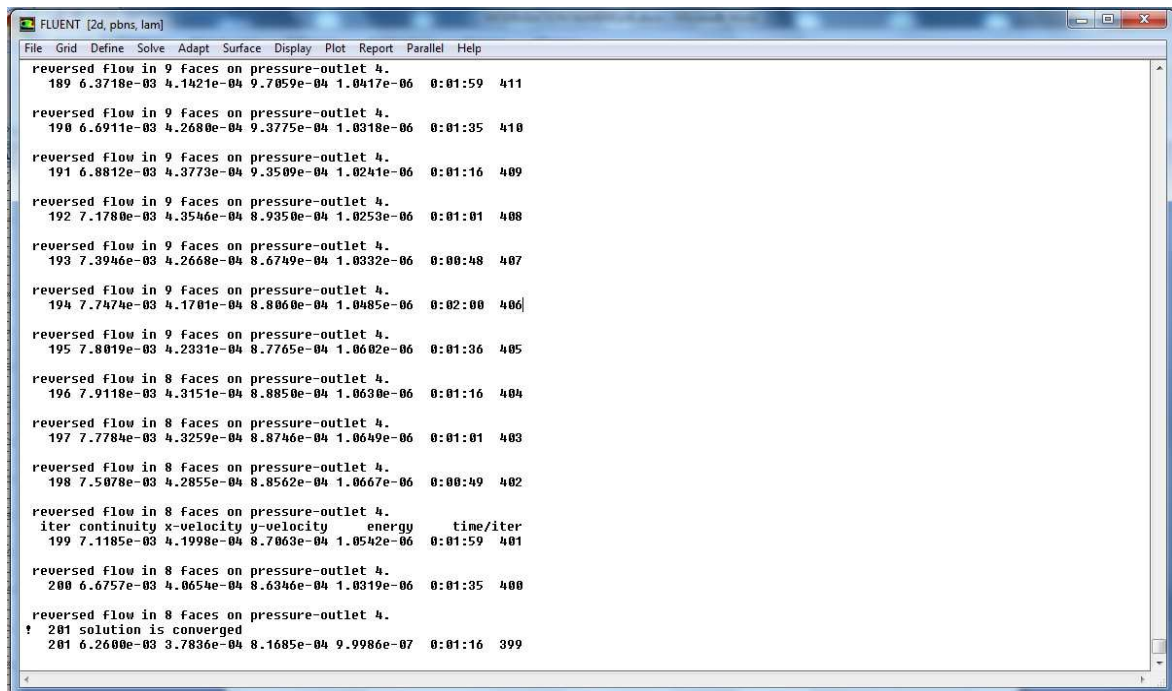
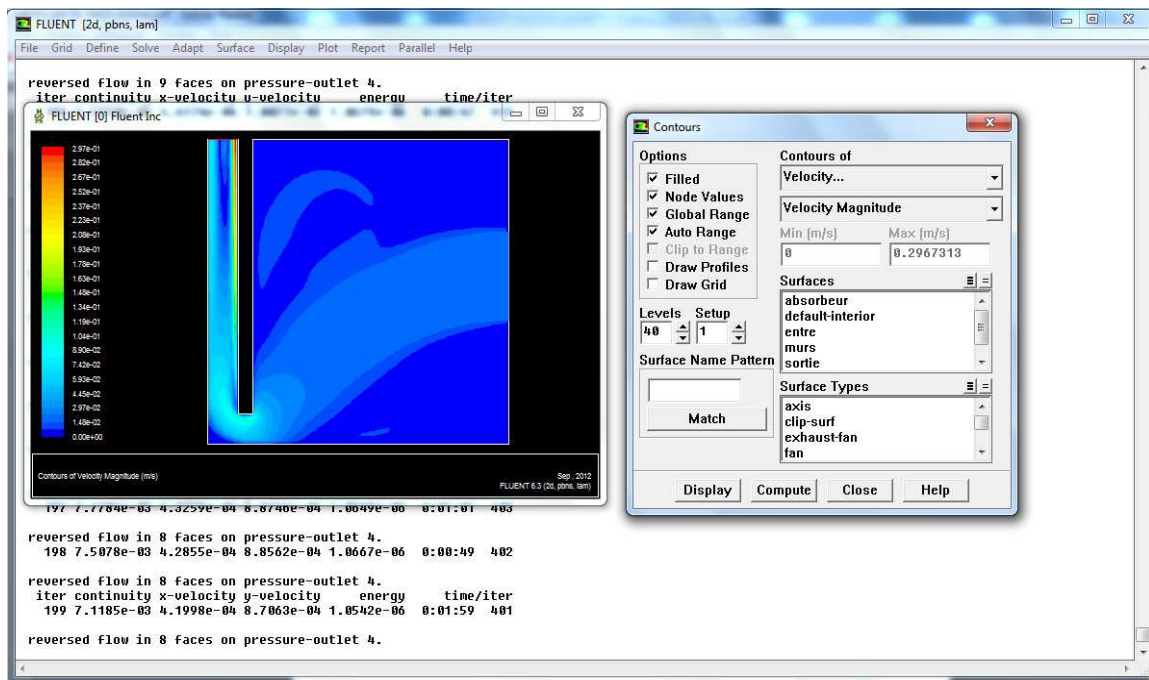


Fig.(V.2) : Interface du pré- processeur FLUENT.



➤ **Le post-processeur :**

Il permet grâce au menu DISPLAY de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, et surtout d’afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs des vecteurs vitesses, de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées dans un point du domaine, sur une droite, sur une section ou sur la totalité du domaine. Le menu PLOT (Fig.V.3) offre la possibilité de tracer des courbes et d’exporter les résultats sous d’autres formats pour un traitement plus approprié. Le menu REPORT permet de calculer et de récupérer les valeurs numériques des variables d’écoulement tels que la vitesse, la pression, les flux de chaleur, les débits massiques et volumiques... , sur les surfaces déjà définies.



**Fig.(V.3) :** Interface de post processeur du FLUENT.

**V.4. Modélisation de la cheminée solaire:**

**V.4.1. Dimensions de la structure :**

Les dimensions présentées sur la figure (V.4) sont celles utilisées pour les simulations numériques sur FLUENT pour des cas typiques aux dimensions de Bassiouny [8]. Afin d’étudier l’influence de rayonnement solaire et des différents paramètres géométriques sur l’écoulement d’air, on considérera, dans ce qui suit différentes rapport d’admissions ( $b/H$ ) égale à 0.1 , 0.2 et 0.3, et différents rapports de largeur de lame d’air ( $d/w$ ) égale à 0.1 , 0.2 et 0.3 . avec une ouverture de fenêtre ( $H_w/H$ ) égale à 0.3 .

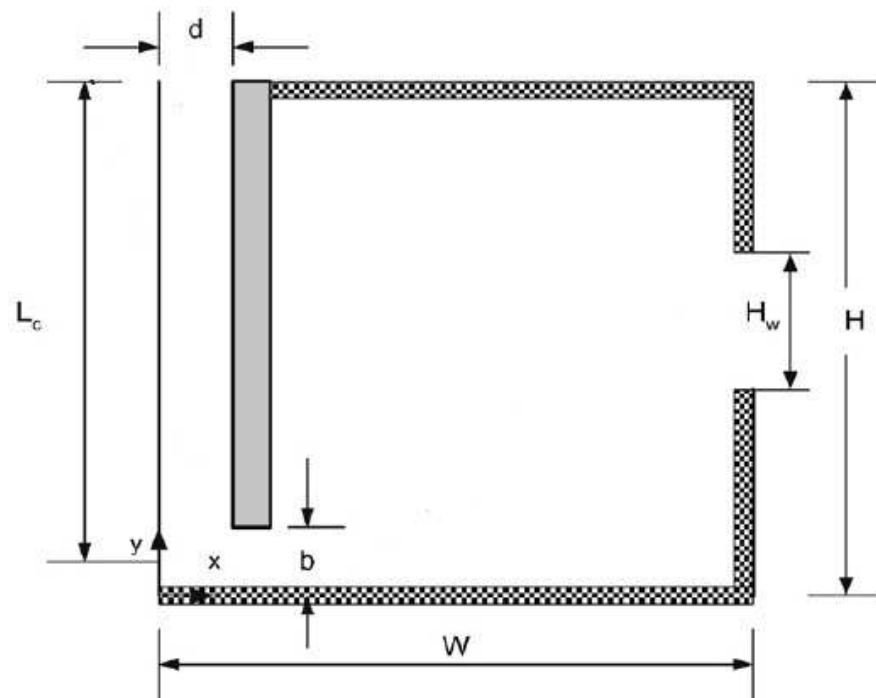
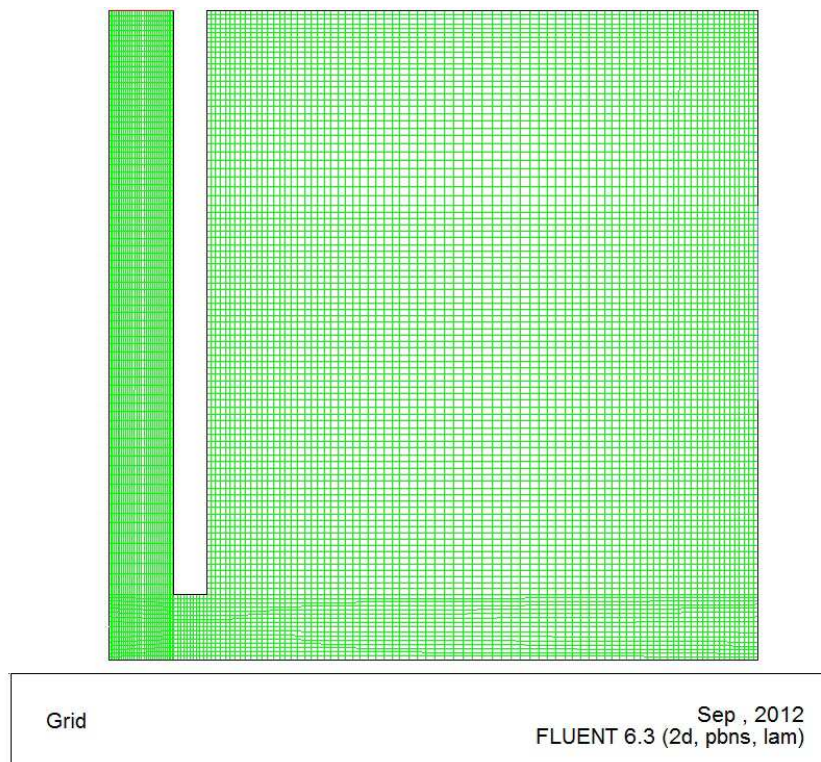


Fig.(V.5) : présentation de Maillage pour ( $d/w= 0.1$  et  $b/H=0.1$ ) .

#### V.4.2. Maillage (GAMBIT) :

Le nombre de cellules nécessaires pour résoudre un problème dépend de la précision attendue. Il est important que le maillage soit resserré dans toutes les zones où les variables présentent de forts gradients, en particulier au voisinage des parois (couche limite). Afin de choisir un maillage optimal pour obtenir des résultats numériques acceptables, on fait varier le nombre de cellules et on observe l'évolution des résidus en fonction du nombre d'itérations. La différence relative entre le débit à l'entrée et la sortie de la pièce est choisie comme critère de convergence. Les valeurs des résidus choisis sont égales à  $10^{-3}$  pour les équations du mouvement, de continuité et de  $10^{-6}$  pour l'équation d'énergie.

La figure (V.6) montre la structure du système ( pièce + cheminée ) pour le cas de ( $d/w=0.1$  et  $b/H = 0.1$ ) . Le maillage utilisé pour ce cas est caractérisé par: 11712 cellules, 23732 faces, et 12021 nœuds.



**Fig.(V.6)** : présentation de Maillage pour ( $d/w= 0.1$  et  $b/H=0.1$ ) .

#### V.4.3. Les hypothèses :

La description physique devient rapidement très compliquée. Il convient donc de faire un certain nombre d'hypothèses, permettant d'arriver à un temps de calcul correct. Le choix est porté sur un domaine bidimensionnel, et les hypothèses utilisées dans la simulation sont:

- L'écoulement est bidimensionnel.
- L'écoulement permanent.
- L'écoulement de l'air est laminaire.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- La température de l'air à l'entrée du canal d'écoulement est égale à la température de la chambre.
- On a aussi considéré le modèle de Boussinesq,
- Les propriétés du fluide sont supposées constantes ,Comme mentionnés dans le chapitre III.

#### V.4.4. Les équations régissantes :

##### V.4.4.1. Equation de continuité :

Considérons un écoulement du fluide traversant un volume de contrôle montré dans la figure (V.7). La conservation de la masse dans le volume de contrôle exige que la somme des masses entrantes et sortantes à travers ce volume soit nulle.

$$\left[ \begin{array}{l} \text{La masse} \\ \text{entrant à AB} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{La masse} \\ \text{sortant de CD} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{La masse} \\ \text{entrant à AD} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{La masse} \\ \text{sortant de BC} \end{array} \right] = 0 \quad (\text{V.1})$$

Et puisque l'écoulement est considéré bidimensionnel, l'unité des sections de passage AB, CD, AD et BC est réduite à l'unité de longueur, donc :

- La masse traversant AB par unité de temps =  $(\rho u)$ . (Aire de AB) =  $\rho u dy$ .
- La masse traversant AD par unité de temps =  $(\rho v)$ . (Aire de AD) =  $\rho v dx$ .

Alors l'équation (V.1) devient :

$$\rho u dy - \left[ (\rho u dy) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u dy) dx \right] + \rho v dx - \left[ (\rho v dx) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v dx) dy \right] = 0 \quad (\text{V.2})$$

Après la simplification de l'équation (V.2), on obtient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (\text{V.3})$$

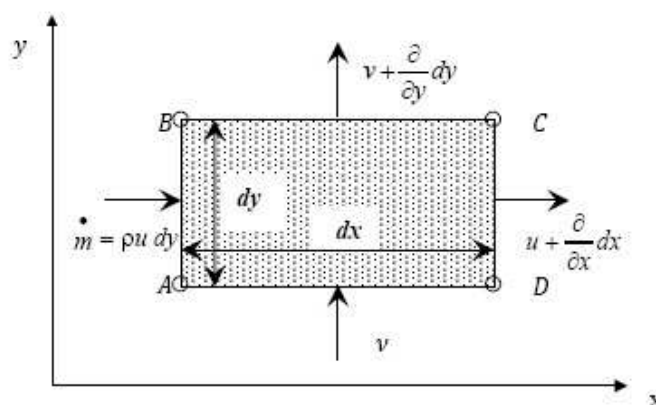


Fig.(V.7): Le volume de contrôle considéré.

V.4.4.2. Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Débit net de} \\ \text{quantité de} \\ \text{mouvement} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Force} \\ \text{de} \\ \text{pression} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Force} \\ \text{de} \\ \text{frottement} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Force} \\ \text{de} \\ \text{pesanteur} \end{array} \right] \quad (V.4)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} dx dy + \left[ (\rho u^2 dy) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2 dy) dx - (\rho u^2 dy) \right] + \left[ (\rho uv dx) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho uv dx) dy - (\rho uv dx) \right] \\ = P dy - \left[ p dy + \frac{\partial}{\partial x} (p dy) dx \right] + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] dx dy \quad (V.5) \end{aligned}$$

✓ Suivant la direction (x) :

En divisant l'équation (V.5) par  $dx.dy$ , on obtient

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho uv) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (V.6)$$

Le terme gauche de l'équation (V.6) peut être exprimé comme suit :

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho uv) &= \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} \\ &= \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \underbrace{\left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \right]}_{\text{Equation de la continuité}} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (V.7) \end{aligned}$$

Le terme représentant l'équation de continuité est nul, alors l'équation (V.7) devient pour un écoulement permanent:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (V.8)$$

✓ Suivant la direction (y) :

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} dx dy + \rho v^2 dx + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v^2 dx) dy - \rho v^2 dx + \rho uv dy + \frac{\partial}{\partial x} (\rho uv dy) dx - \rho uv dy \\ = P dx - \left[ p dx + \frac{\partial}{\partial y} (p dx) dy \right] + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] dx dy - \rho g dx dy \quad (V.9) \end{aligned}$$

La simplification de l'équation (V.9) donne pour un écoulement permanent:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - \frac{\rho}{\rho} g \quad (V.10)$$

**V.4.4.3. Equation de l'énergie :**

L'équation de conservation de l'énergie à travers le volume de contrôle est donnée par :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{V.11})$$

**V.4.5. Approximation de Boussinesq :**

Les variations relatives de masse volumique due à des variations de température sont supposées petites par rapport à un état de référence. L'équation de continuité et l'équation de Navier-Stocks deviennent :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (\text{V.12})$$

$$U_j \frac{\partial \rho U_i}{\partial X_j} = \frac{\partial P}{\partial X_j} + \nu \frac{\partial U_i}{\partial X_i \partial X_j} + F \quad (\text{V.13})$$

$$F = -g\beta (T - T_a) \quad (\text{V.14})$$

L'hypothèse introduite et les équations (V.13), (V.14), s'appelle l'approximation de Boussinesq.

**V.4.6. Les conditions aux limites :**

Les conditions aux limites sont les conditions imposées à la frontière externe du domaine étudié. Elles sont nécessaires pour que le problème mathématique soit correctement traité.

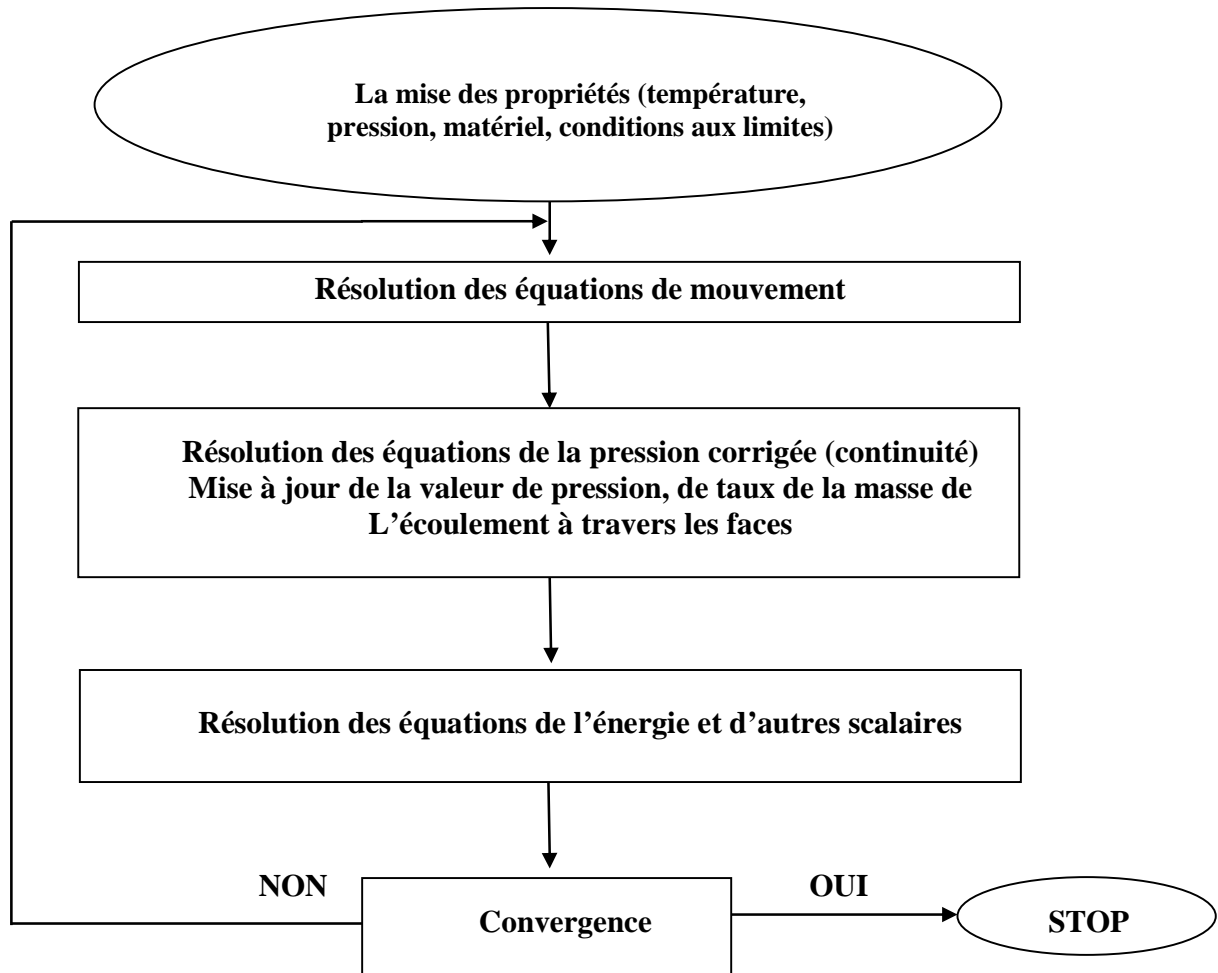
✓ **A l'entrée et à la sortie :**

A l'entrée et à la sortie du système, La condition est fixée et elle est de type Dirichlet. Alors la condition à l'entrée et à la sortie de système est égale la pression atmosphérique.

✓ **Les parois solides (l'absorbeur et la vitre) :**

Sur les parois solides, les conditions sont de type Dirichlet. En ce qui concerne le champ dynamique, nous imposons la condition d'adhérence et qui est traduit par une vitesse nulle sur les parois. Pour le champ thermique, une température constante sur la vitre et l'absorbeur doit être fixée.  $T_{\text{abs}}$  et  $T_{\text{vitr}}$ .

✓ **Les autres parois de la pièce :** sont considérées adiabatiques.

**V.5. Organigramme de calcul :****V.6. Conclusion :**

Nous avons établi dans ce chapitre la modélisation de l'écoulement dans une pièce munie d'une cheminée solaire sur le code de calcul FLUENT.

On a considéré les dimensions similaires de la littérature [8]. On a choisi pour ce modèle certaines conditions aux limites et les propriétés thermo- physiques de l'air sont considérées comme des constantes et sont principalement liés à la température moyenne de l'air.

*Chapitre VI*

*Résultats et Discussions*



### VI.1.Introduction :

La transmission de l'énergie solaire à travers de la cheminée certainement créer une différence de température significative dans la cheminée, Cette différence de température est la force motrice pour la théorie de la cheminée. Les bilans thermiques au niveau du vitrage, sur l'absorbeur et le long de l'écoulement d'air ont donné lieu à des équations assez complexes, seules les méthodes numériques permettent de les résoudre, Ainsi, les distributions de températures moyennes de l'absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée, sont déterminées par la résolution d'un système matriciel, en utilisant un programme de calcul en langage Fortran développé dans le cadre d'étude, par l'utilisation d'une méthode itérative avec relaxation.

### VI.2.Résultats et interprétations :

Dans ce chapitre, on présente l'ensemble des résultats issus par Fortran et ceux obtenus par la simulation numérique de code fluent. On expose les résultats correspondant de la ventilation d'une pièce utilisant un système passif à la base d'une cheminée solaire pour générer une ventilation naturelle.

Les paramètres considérés sont : 1 m de largeur ( $w$ ), 1 m de hauteur ( $H$ ) et en supposant une profondeur de 1 m. la taille adimensionnelle d'admission ( $b/H$ ) prenant les valeurs (0.1, 0.2, 0.25, 0.3 et 0.4 m). Ainsi que la largeur adimensionnelle ( $d/W$ ) prenant les valeurs (0.1, 0.2, 0.3 et 0.4 m), (voir la figure (VI.1)). Les propriétés thermo- physiques du fluide (air) sont supposées constantes.

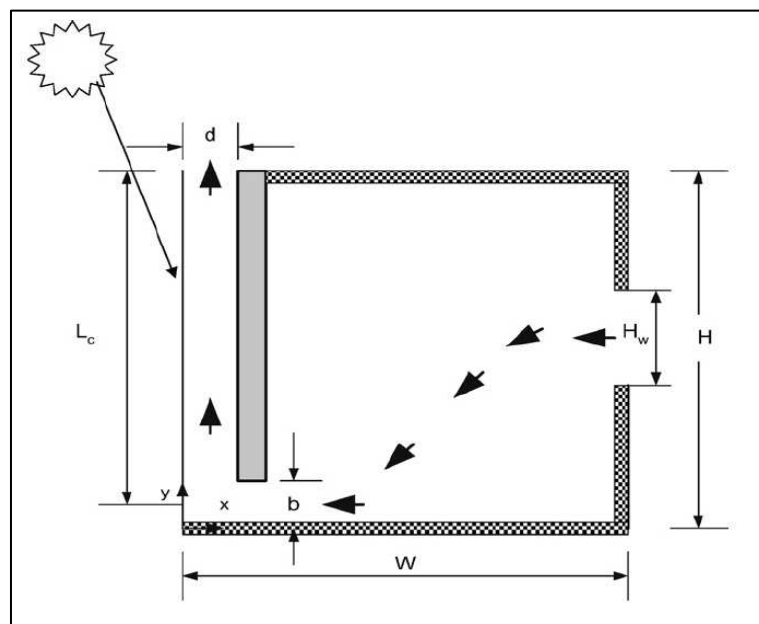


Fig.(VI.1) : Un schéma général du domaine physique utilisé.

Notre travail est relatif à l'analyse des écoulements dans la cheminée solaire en fonction des paramètres géométriques et environnementaux. On choisit le site d'Adrar pour la disponibilité de la banque de données relative au rayonnement solaire et à la température ambiante ainsi que pour son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.

La première étape consiste à valider notre modèle en comparant les résultats obtenus avec ceux publiés par Bassiouny et Koura [8]. Où les différents écoulements produits sont modélisés en régime laminaire.

### VI.2.1. Comparaison entre nos résultats avec ceux de la littérature :

#### VI.2.1.1. Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur absorbant et le long du canal d'air en fonction du rayonnement solaire incident :

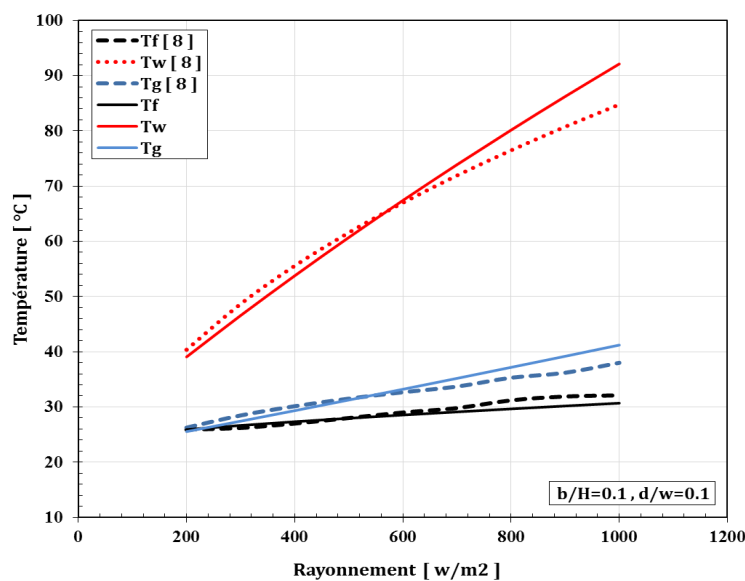
La Figure (VI.2) représente la variation des distributions des températures moyennes du mur absorbant, du vitrage et de l'air le long de la cheminée à la suite de la variation de l'intensité du rayonnement solaire.

D'après le graphique, il est clair qu'il y a une augmentation quasi linéaire des toutes les températures moyennes  $T_f$ ,  $T_w$  et  $T_g$  lorsque l'intensité du rayonnement solaire augmente.

Le graphique indique aussi que la température maximale d'absorbant augmente par un facteur de 2.35 lorsque l'intensité du rayonnement augmente par un facteur de cinq. Ceci est prévu en raison de la nature de l'absorbant en tant que un milieu de stockage thermique, la majeure partie de cette énergie absorbée est consommée dans l'accélération de l'air à travers la cheminée.

Tandis que la température du vitrage est considérablement faible et près de celle de l'air, et elle est moins croissante que dans le cas du mur absorbant en raison de la faible absorption de la vitre et de l'exposition à la convection sur les deux côtés.

À partir de la figure (VI.2) on peut conclure que la température moyenne du mur absorbant varie avec la relation suivante ( $2.164 I^{0.54}$ ). Tandis que la température moyenne de vitrage varie comme ( $4.979 I^{0.3}$ ).



**Fig.(VI.2) :** Variation des températures moyennes du vitrage, du mur absorbant et le long du canal d'air en fonction du rayonnement solaire incident.

La valeur absolue de l'écart entre les différents résultats de notre étude et de la littérature [8], est illustrée dans le tableau suivant :

Tableau (VI.1): Ecart des températures entre les résultats d'étude présente et ceux de Bassiouny et Koura [8].

Rayonnement [w/m <sup>2</sup> ]		200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Ecart %	Tg	2.74	3.66	2.68	0.80	1.66	4.42	7.44	8.25	8.46
	Tf	0.00	1.71	1.21	0.15	1.59	2.37	5.22	5.72	4.61
	Tw	3.34	4.51	3.34	1.44	0.63	2.66	4.58	6.36	7.99

Il est à souligner que la comparaison des résultats obtenus à ceux de Bassiouny et Koura [8], montre un bon accord, avec un écart acceptable variant de 0 à 8.46 %.

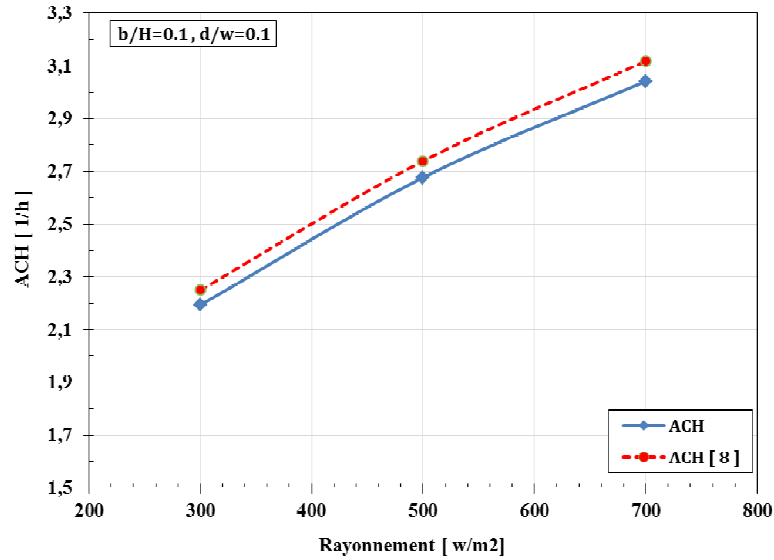
**VI.2.1.2. L'effet de l'intensité du rayonnement solaire sur le taux de renouvellement d'air ACH :**

Une comparaison faite entre les résultats obtenus et les résultats de Bassiouny et Koura [8], Concernant le taux de renouvellement d'air (ACH). Notre étude a examiné une large gamme de variation d'intensité solaire de 100 à 1000 W/m<sup>2</sup>, tandis que seulement 300, 500, et 700 W/m<sup>2</sup> ont été prises dans la comparaison. Un résumé de ces résultats pour différentes configurations et intensités solaires sont présentés dans le tableau (VI.2).

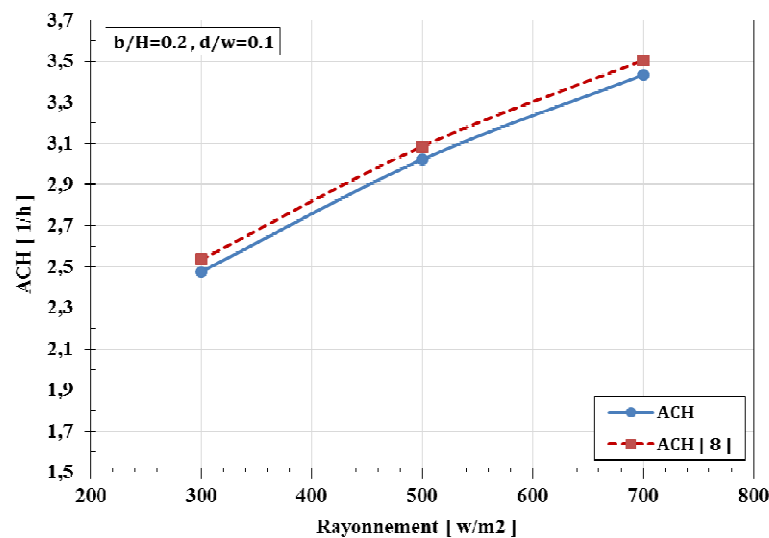
Tableau (VI.2) : Résumé de la comparaison entre quelques résultats d'ACH.

Hauteur d'absorbeur [m]	b/H	d/w	ACH à 300 w/m <sup>2</sup>			ACH à 500 w/m <sup>2</sup>			ACH à 700 w/m <sup>2</sup>		
			Bassiouny et Koura (8)	Notre étude	Ecart %	Bassiouny et Koura (8)	Notre étude	Ecart %	Bassiouny et Koura (8)	Notre étude	Ecart %
0.9	0.1	0.1	2.249	2.192	2.50	2.739	2.676	2.27	3.118	3.041	2.44
		0.2	2.650	2.583	2.49	3.227	3.150	2.37	3.671	3.577	2.54
		0.3	2.760	2.692	2.46	3.361	3.281	2.37	3.824	3.725	2.56
0.8	0.2	0.1	2.535	2.476	2.32	3.086	3.022	2.06	3.505	3.433	2.05
0.7	0.3	0.1	2.515	2.460	2.15	3.060	3.006	1.75	3.475	3.415	1.70

Les figures (VI.3a) et (VI.3b) montrent respectivement l'effet de l'intensité du rayonnement solaire sur le taux de renouvellement d'air ACH. Pour (d/H=0.1, b/w=0.1 ) et ( d/H=0.1, b/w=0.2 ).



**Fig.(VI.3a) :** Comparaison de l'effet de l'intensité du rayonnement solaire Sur l'ACH pour (  $d/w=0.1$  et  $b/H=0.1$  )

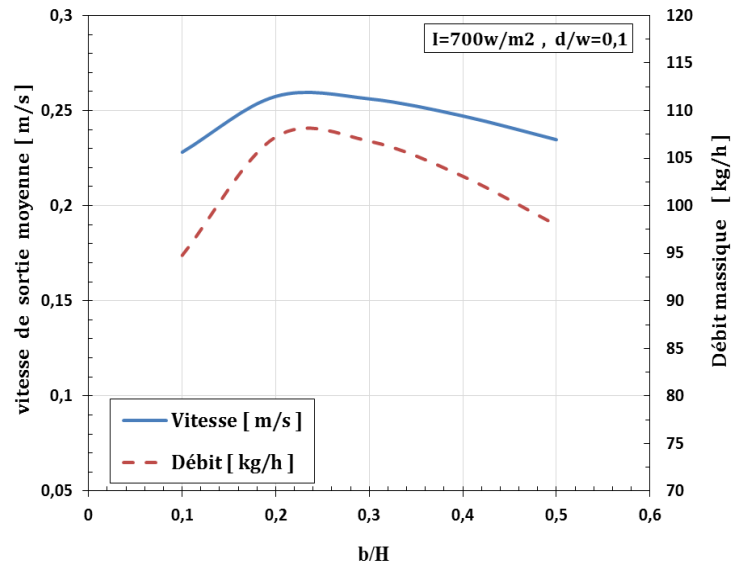


**Fig.(VI.3b) :** Comparaison de l'effet de l'intensité du rayonnement solaire Sur l'ACH pour (  $d/w=0.1$  et  $b/H=0.2$  )

On note à première vue que le taux de ventilation « ACH » dépend du rayonnement solaire, L'augmentation de ce dernier provoque une élévation de la température au niveau de l'absorbeur, traduite par l'augmentation de la force motrice et la force de flottabilité, ainsi que la vitesse d'écoulement. On remarque qu'il y a une augmentation presque linéaire de l'ACH avec l'augmentation de l'intensité du rayonnement solaire. La comparaison des résultats obtenus à ceux de Bassiouny et Koura [8], montre le bon accord, avec un écart acceptable variant de 1.7 à 2.56 %.

### VI.2.2. L'effet de changer la taille d'admission sur la vitesse moyenne de sortie et le débit massique :

La figure(VI.4) montre l'influence de changement de la taille d'ouverture d'entrée d'air à la cheminée sur la vitesse moyenne de sortie et sur le débit massique d'air. Pour une largeur de cheminée égale à ( $d/w=0.1$ ) et pour une intensité de rayonnement solaire fixée à  $700 \text{ w/m}^2$ .



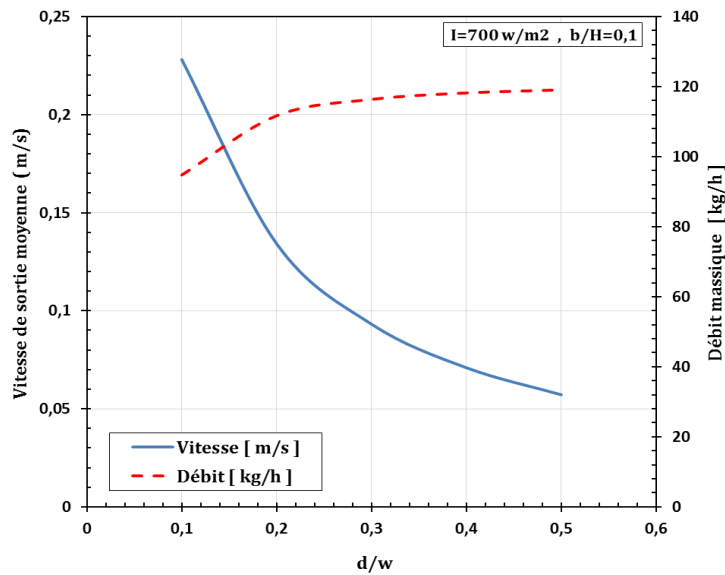
**Fig. (VI.4):** Evolution de la vitesse de sortie et le débit massique d'air en fonction de ( $b/H$ ) Pour ( $d/w=0.1$ ) et ( $I=700 \text{ w/m}^2$ ).

D'après la figure ci-dessus, on remarque que l'allure de vitesse est identique à celle du débit. On observe aussi que l'augmentation de la taille d'admission de la cheminée engendre une augmentation de débit massique et de vitesse de sortie, jusqu'à ce qu'ils atteignent la valeur maximale à ( $b/H=0.25$ ), puis ils commencent à diminuer progressivement.

Alors on peut dire qu'il existe une taille d'admission optimale au-delà duquel le débit d'air qui traverse la cheminée et la vitesse moyenne de sortie diminuent.

### VI.2.3. L'effet de changer la largeur de la cheminée sur la vitesse moyenne de sortie et le débit massique d'air :

La figure (VI.5) montre l'influence d'épaisseur de la lame d'air sur la vitesse moyenne de sortie et sur le débit massique d'air dans la cheminée. Pour une taille d'admission égale à ( $b/H=0.1$ ) et pour une intensité de rayonnement solaire fixée et égale à  $700 \text{ w/m}^2$ .



**Fig. (VI.5):** Evolution de la vitesse de sortie et le débit massique d'air en fonction de (  $d/w$  ) Pour (  $b/H=0.1$  ) et (  $I=700\text{w/m}^2$  ).

D'après la figure (VI.5) on observe que la vitesse moyenne de sortie d'air diminue avec l'augmentation de la largeur de la cheminée solaire (épaisseur de la lame d'air), Cela est dû à la détente dans le flux de l'énergie cinétique.

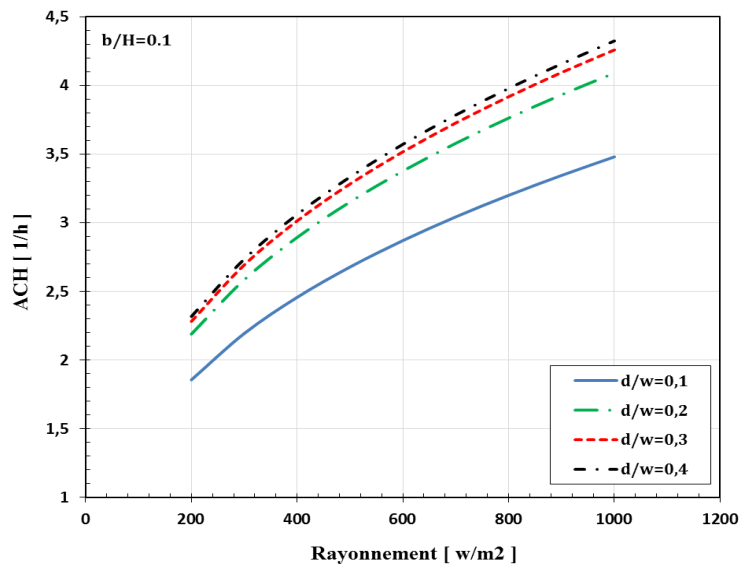
Par contre le débit massique d'air augmente progressivement avec l'augmentation de la lame d'air, en raison de l'effet de l'augmentation de la surface (la section transversale).

#### VI.2.4. L'effet de varier la largeur de la cheminée sur l'ACH pour différentes intensités solaires à une taille d'admission fixée :

La Figure (VI.6) montre l'effet de varier la largeur de la cheminée sur le taux de renouvellement d'air « ACH » pour une taille d'admission d'air fixée et égale à ( $b/H=0.1$ ). Et pour différentes intensités solaires allant de 200 à 1000  $\text{w/m}^2$ .

Comme on l'avait déjà souligné pour les figures (VI.4), et (VI.5), le taux de renouvellement d'air « ACH » augmente avec l'augmentation de l'intensité de rayonnement solaire incident.

La figure montre aussi une amélioration significative dans l'ACH avec l'augmentation de la largeur de la cheminée, mais cette amélioration serait insignifiante au-delà d'une largeur près de 0,25 m. pour toutes les valeurs de l'intensité solaire.



**Fig. (VI.6):** Evolution de l'ACH en fonction de rayonnement solaire pour (b/H=0.1) et différentes ( d/w ).

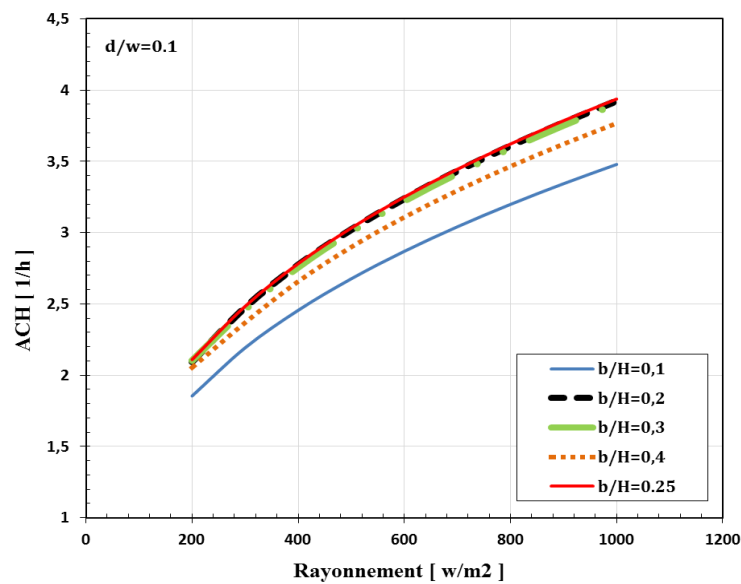
### VI.2.5. L'effet de varier la taille d'admission sur l'ACH pour différentes intensités solaire à une largeur de cheminée fixée :

La figure (VI.7) montre l'effet de varier la taille d'admission sur le taux de renouvellement d'air « ACH » pour une largeur de cheminée fixée et égale à (d/w=0.1). Et pour différentes intensités solaires allant de 200 à 1000 w/m<sup>2</sup>.

On note que le taux de renouvellement d'air augmente avec l'augmentation du rayonnement solaire incident.

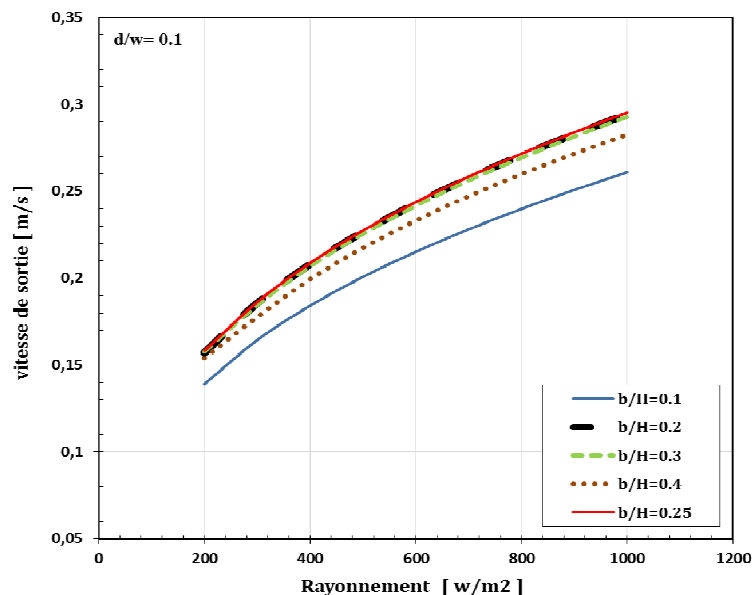
La figure montre aussi qu'il y a une augmentation significative de l'ACH aux fortes intensités solaires lorsque la taille d'admission de cheminée augmente jusqu'à près de 0,2 m, puis n'importe quel augmentation n'a pas un effet significatif sur l'amélioration de ACH. Au contraire, l'augmentation de la taille d'admission au-delà de 0,25 m tendrait à diminuer l'ACH.

Cela pourrait être attribuable à l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée au début, et puis comme la taille d'admission augmente le flux d'énergie cinétique tend à se détendre et alors la vitesse de sortie réduirait, et par conséquent le débit.



**Fig. (VI.7):** Evolution de l'ACH en fonction de rayonnement solaire pour ( $d/w=0.1$ ) et différentes ( $b/H$ ).

#### VI.2.6. L'effet de varier la taille d'admission sur la vitesse de sortie pour différentes intensités solaire à une largeur de cheminée fixée :



**Fig. (VI.8):** Evolution de la vitesse de sortie en fonction de rayonnement solaire pour ( $d/w=0.1$ ) et différentes ( $b/H$ ).

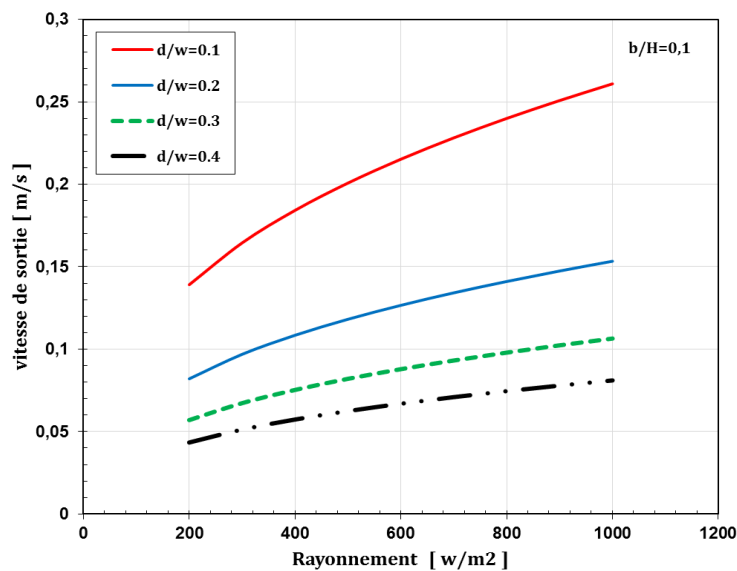
La Figure (VI.8) montre l'effet de varier la taille d'admission sur la vitesse moyenne de sortie d'air pour une largeur de cheminée fixée et égale à ( $d/w=0.1$ ). Et pour différentes intensités solaires allant de 200 à 1000  $w/m^2$ .



On peut constater que pour toutes les valeurs des intensités de rayonnement solaire si la taille d'admission augmente de plus de 0,25 m. Elle aura un effet négatif sur la vitesse de sortie d'air. Cela pourrait aider à optimiser la taille d'admission pour réduire les pertes d'admission et d'améliorer l'ACH.

### VI.2.7. L'effet de varier la largeur de la cheminée sur la vitesse de sortie pour différentes intensités solaires à une taille d'admission fixée :

La Figure (VI.9) montre l'effet de varier la largeur de la cheminée sur la vitesse moyenne de sortie d'air pour une taille d'admission d'air fixée et égale à ( $b/H=0.1$ ). Et pour différentes intensités solaires allant de 200 à 1000  $w/m^2$ .



**Fig. (VI.9):** Evolution de la vitesse de sortie en Fonction de rayonnement solaire pour ( $b/H=0.1$ ) et différentes ( $d/W$ ) .

On peut constater que pour toutes les valeurs des intensités de rayonnement solaire, la vitesse de sortie d'air diminue lorsque la largeur de la cheminée augmente, Cela est dû à la détente dans le flux d'énergie cinétique en raison de l'élargissement de la section transversale de la cheminée.

Il ressort clairement des fig.(VI.8) et fig.(VI.9) que la variation de la vitesse de sortie est plus important à la haute intensité de rayonnement solaire qu'à la faible intensité.

### VI.3. Résultats relatifs au site d'Adrar :

La figure (VI.10) présente la variation moyenne mensuelle de l'irradiation solaire et de la température ambiante au site d'Adrar. On observe que l'allure de la température ambiante est identique à celle du rayonnement solaire. Elles ont une forme gaussienne dont la valeur maximale de rayonnement est de  $600 \text{ W/m}^2$  au mois de Juin et sa valeur minimale est de  $238 \text{ W/m}^2$  au mois de janvier, alors que la température ambiante maximale est de  $313 \text{ K}$  au mois de Juillet et sa valeur minimale est de  $290 \text{ K}$  au mois de Janvier.

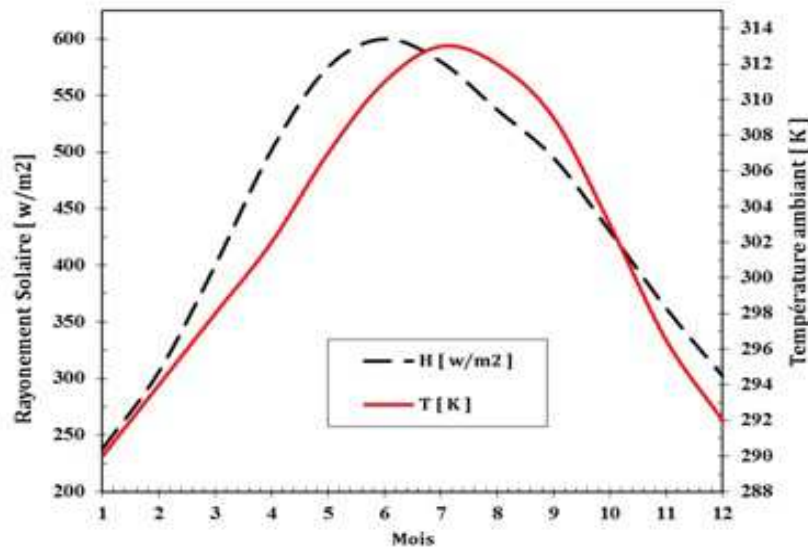


Fig.(VI.10) : La Variation de l'irradiation solaire moyenne et de la température ambiante tout au long de l'année pour le site d'Adrar.

#### VI.3.1. L'évolution annuelle des différentes températures moyennes :

La figure (VI.11) représente la variation des différentes températures moyennes (absorbeur, vitre et de l'air à l'intérieur de la cheminée) tout au long de l'année. Pour une cheminée de ( $d/w=0.1$ ) et de ( $b/H=0.1$ ).

D'après la figure (VI.11), on remarque que l'allure est identique pour toutes les températures. La température est élevée au niveau de l'absorbeur de la cheminée solaire. On observe une augmentation des températures pour la période allant de Janvier à Juin, où la valeur maximale de la température de l'absorbeur ( $T_w$ ) atteint  $351 \text{ K}$ , et celles de la vitre et de l'air à l'intérieur de la cheminée atteignent respectivement  $320 \text{ K}$ , et  $315 \text{ K}$  pour la période de la mi-juin. Ceci est dû à l'augmentation de la densité de flux solaire incident pour cette période. Par contre, pour la période allant de mois de Juillet à Janvier, on observe une diminution progressive de toutes les températures. Cela est dû à la diminution de la densité de flux solaire incident pendant la deuxième période de l'année.

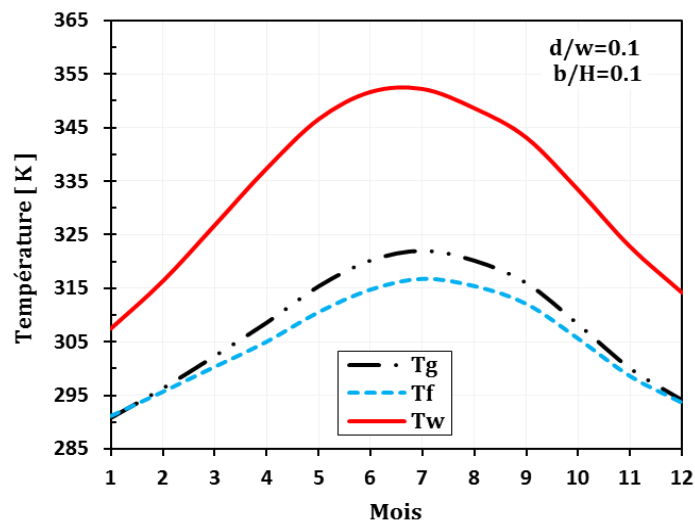


Fig.(VI.11) : Evolution annuelle des différentes températures moyennes  $T_g$ ,  $T_f$  et  $T_w$ .

### VI.3.2. Evolution annuelle de l'ACH et la vitesse de sortie de l'air, à la suite de changer la largeur de la cheminée pour le site d'Adrar :

Les figures (VI.12) et (VI.13) montrent respectivement l'évolution annuelle de la vitesse de sortie d'air du canal ainsi que le taux de renouvellement d'air « ACH », pour différentes valeurs de  $(d/W)$  et une taille d'admission fixée à  $(b/H=0.1)$ , pour la région d'Adrar.

D'après les figures (VI.12) et (VI.13), on observe que les courbes correspondant aux trois largeurs de la cheminée ont une allure semblable de forme gaussienne, où la vitesse de sortie et l'ACH atteint leurs valeurs maximales dans la période de mois de Mai à juillet. Cela est dû à l'augmentation de la densité de flux solaire incident pour cette période. On constate aussi que l'augmentation de la largeur de la cheminée engendre une diminution de la vitesse de sortie et une augmentation de l'ACH, tout au long de l'année.

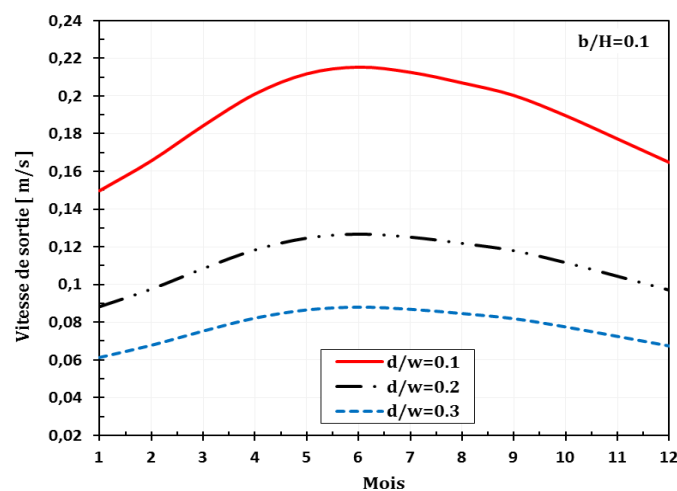
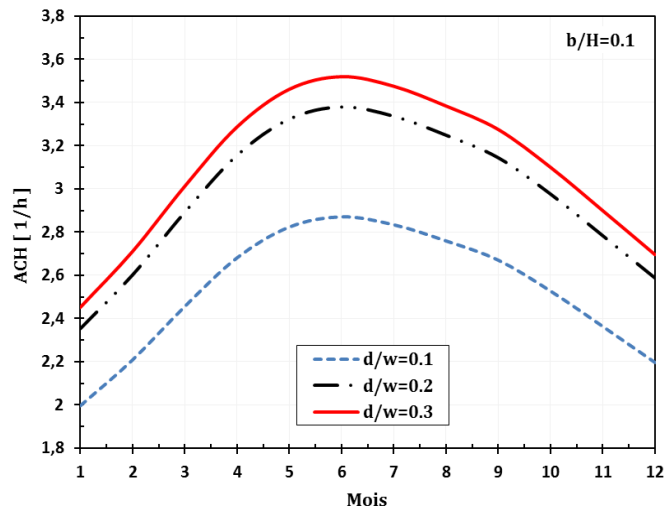


Fig.(VI.12) : Evolution annuelle de la vitesse de sortie en fonction de la largeur de la cheminée pour  $(b/H=0.1)$ .

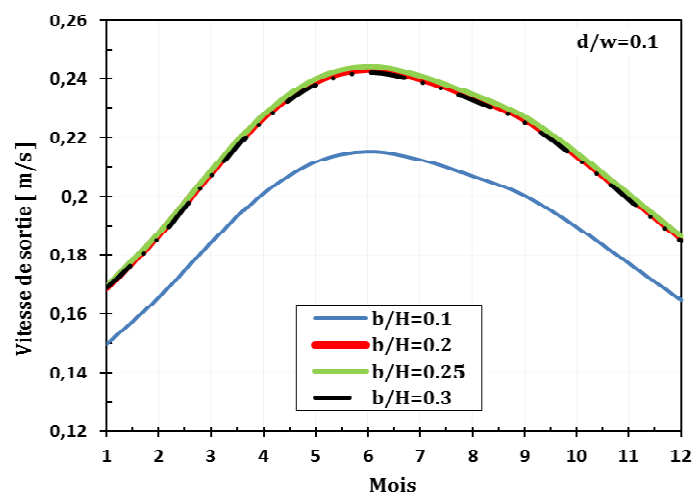


**Fig.(VI.13)** : Evolution annuelle de l'ACH en fonction la largeur de la cheminée pour ( $b/H=0.1$ )

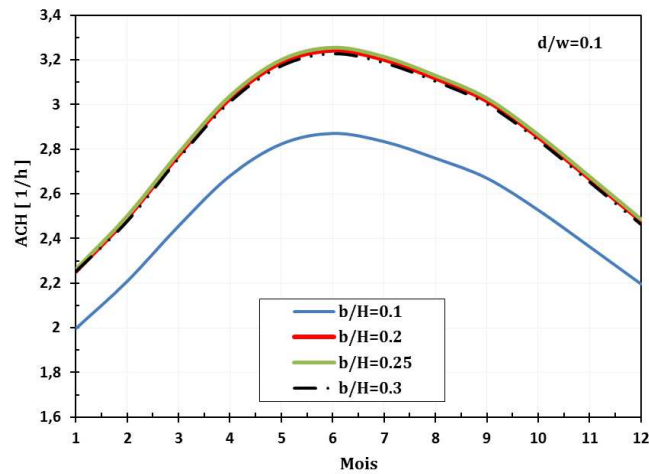
### VI.3.3. Evolution annuelle de l'ACH et la vitesse de sortie de l'air, à la suite de changer la taille d'admission de la cheminée pour le site d'Adrar :

Les figures (VI.14) et (VI.15) montrent respectivement l'évolution annuelle de la vitesse de sortie d'air du canal ainsi que le taux de renouvellement d'air « ACH », pour différentes valeurs de ( $b/H$ ) et une largeur de lame d'air fixée à ( $d/W=0.1$ ), pour la région d'Adrar.

Il est à souligner que le pic est obtenu pour la période de mai à juillet. La vitesse de sortie maximale ainsi que l'ACH maximale sont atteintes pour une taille d'admission près de ( $b/H=0.25$ ), tout au long de l'année. Alors on peut considérer ( $b/H=0.25$ ) comme une taille d'admission optimale pour la région d'Adrar.



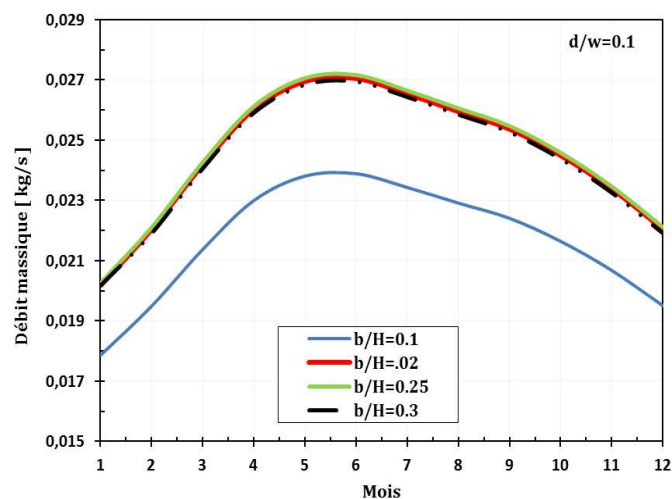
**Fig.(VI.14)** : Evolution annuelle de la vitesse de sortie en fonction de la taille d'admission pour ( $d/w=0.1$ ).



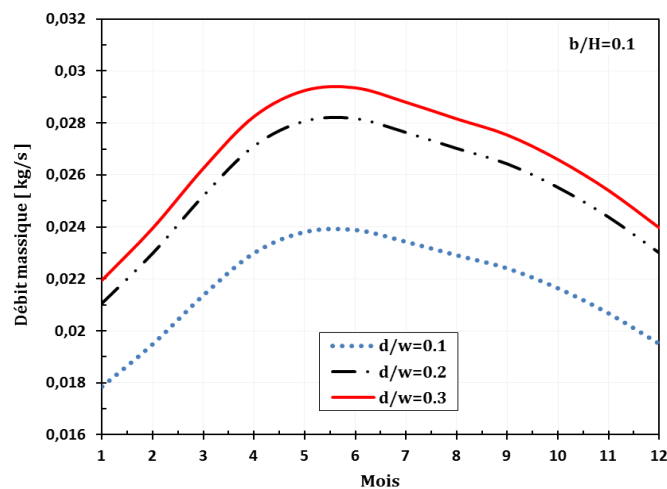
**Fig.(VI.15)** : Evolution annuelle de l'ACH en fonction de la taille d'admission pour ( $d/w=0.1$ ).

#### VI.3.4. Evolution annuelle de débit massique à la suite de changer la taille d'admission et la largeur de la cheminée pour le site d'Adrar :

Les figures (VI.16) et (VI.17) montrent respectivement l'évolution annuelle du débit massique d'air pour différentes valeurs de ( $b/H$ ) avec une largeur de lame d'air fixée à ( $d/W=0.1$ ), et aussi pour différentes valeurs de ( $d/W$ ) avec une taille d'admission fixée à ( $b/H=0.1$ ), correspondant à la région d'Adrar.



**Fig.(VI.16)** : Evolution annuelle de débit massique en fonction de la taille d'admission pour ( $d/w=0.1$ ).

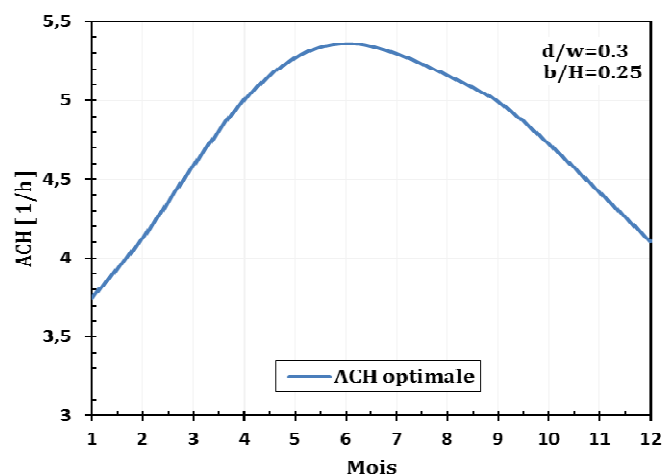


**Fig.(VI.17) :** Evolution annuelle de débit massique en fonction de la largeur de la cheminée pour (b/H=0.1).

D'après les figures (VI.16) et (VI.17), on observe que les courbes correspondant aux débits massiques d'air ont une allure semblable de forme gaussienne, où le débit d'air annuelle atteint sa valeur maximale entre le mois de mai et juillet. Comme on l'avait déjà souligné précédemment, la taille d'admission de (b/H=0.25) donne la meilleur débit massique alors que les grand valeur de la largeur de la cheminée ( d/w) engendre la meilleur débit massique tout au long de l'année pour le site d'Adrar.

### VI.3.5. Evolution annuelle de l'ACH correspondant à les dimensions optimale de la cheminée solaire pour le site d'Adrar :

Comme nous l'avons conclu précédemment que le rapport (b/H=0.25) représente la taille optimale d'admission, la figure (VI.18) montre l'évolution annuelle de l'ACH, correspondant à (b/H=0.25) et (d/w=0.3) pour le site d'Adrar.



**Fig.(VI.18) :** Evolution annuelle de l'ACH, correspondant à les dimensions optimale de la cheminée solaire.

Il est clair d'après la figure (VI.18) que au mois de juin la cheminée peut renouveler l'air jusqu'à 5.3 fois le volume de la pièce par heure pour une chambre de 27 m<sup>3</sup>.

La courbe obtenue prouve l'importance d'utiliser la conception de la cheminée solaire sur le site d'Adrar pour introduire la ventilation naturelle dans les locaux d'habitations.

**VI.4. Résultats de la simulation numérique du code fluent :**

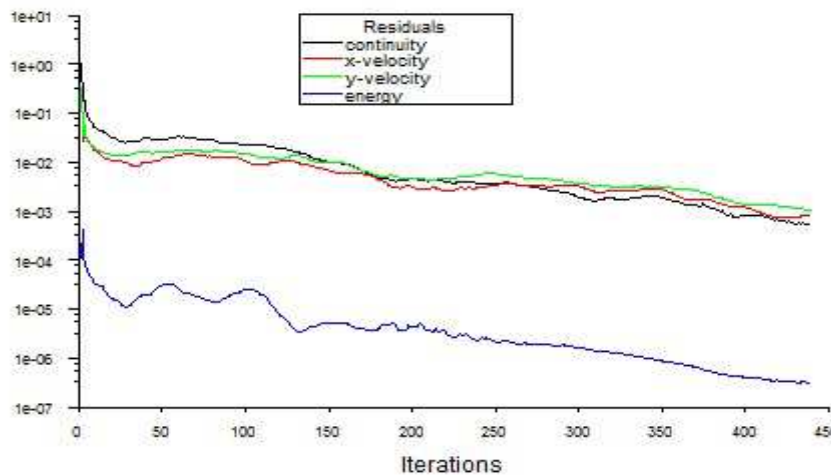
Les températures obtenues par les résultats de calcul du Fortran sont introduites comme des données initiales de calcul, ainsi que les propriétés de l'air correspondantes à la température moyenne. On prend en considération les hypothèses mentionnées dans le chapitre précédent pour la nature de fluide et de l'écoulement.

**VI.4.1. Contrôle de la solution (convergence) :**

Pour s'assurer de la convergence des solutions, on présente une courbe des résidus (Figure. VI.19) des différents paramètres de l'écoulement dans le système (chambre + cheminée). Le logiciel fluent déclare la convergence dès que les itérations de tous les résidus calculés atteignent la valeur du critère de convergences introduites pour chaque paramètre. Le tableau suivant contient le résidu compté pour chaque équation.

Tableau (VI.3) : Les résidus pour les différentes équations.

Equation	Quantité de Mouvement Selon X	Quantité de Mouvement Selon Y	Equation de continuité	Equation de l'énergie
Résidu	10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-6</sup>



**Fig.(VI.19) :** Evolution des résidus .

On présente dans le tableau(VI.4) les données de l'expérience numérique, correspondant au site d'Adrar :

Tableau(VI.4) : les données de l’expérience numérique.

Rayonnement [w/m <sup>2</sup> ]	T <sub>amb</sub>	T <sub>vitr</sub>	T <sub>absorb</sub>	Propriétés de l’air				
				ρ [Kg/m <sup>3</sup> ]	C <sub>p</sub> [j/Kg.K]	K [w /m.k]	μ [Kg/m .s]	β [1 /k]
306	294	296.3	316.314	1.13916	1007.25	0.02676	1.875 e-5	0.0032
400	298	302.33	326.77	1.11	1007.582	0.02737	1.9147 e-5	0.00317
600	311	320.17	351.66	1.034673	1008.436	0.02895	2.0154 e-5	0.003

Nous présenterons par la suite les résultats correspondants à une cheminée de (d/w=0.1) et (b/H=0.1)

**VI.4.2. Profil de vitesse à la sortie de la cheminée:**

La figure (VI.20) présent le profil de vitesse à la sortie de la cheminée pour une intensité égale à 600 [w /m<sup>2</sup>], une épaisseur de lame (d /w=0.1) et une ouverture d’entrée (b/H=0 .1) .

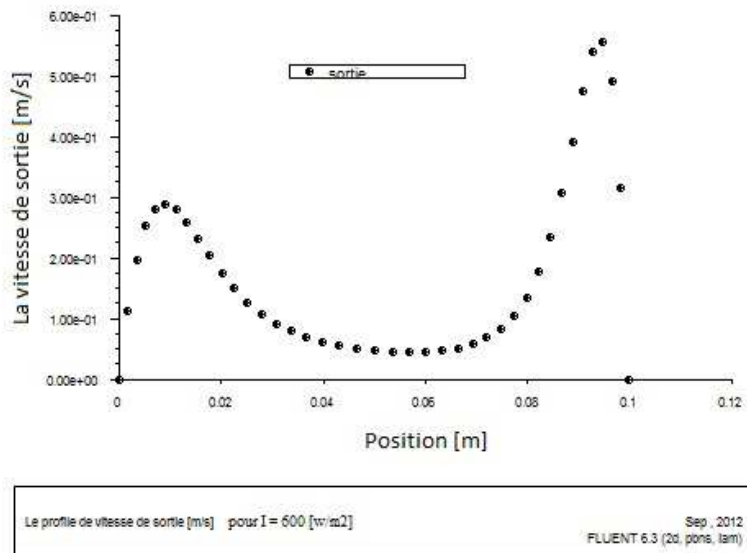


Fig.(VI.20) : Le profil de vitesse à la sortie de la cheminée.

On remarque d’après la figure (VI.20) que la vitesse maximale est très proche de la paroi chaude (absorbeur) et s’annule sur les parois (condition d’adhérence respectée). Cela est dû au fort gradient de température sur cette paroi, qui provoque à son tour le phénomène de la convection naturelle.

**VI.4.3. Champ dynamique :**

Le champ dynamique est présenté dans la figure (VI.21) pour une lame d’air (d/w) égale à 0.1, une taille d’entrée (b/H) égale 0.1 , et pour une intensité de rayonnement I = 600 [w /m<sup>2</sup>].



D'après la figure (VI.21) on observe que la vitesse de l'air le long de la paroi chaude (absorbeur) est importante et maximale sur une même section, et diminue lorsqu'on s'éloigne de cette paroi. Le transfert thermique entre la paroi et l'air dans la cheminée traduit par une diffusion de la chaleur entre les deux milieux, engendre un gradient fort de température dans cette zone. Les gradients de température ainsi créés au niveau du fluide se traduisent par des gradients de masse volumique qui provoquent une poussée verticale (poussée d'Archimède) générée par une dilatation locale du fluide

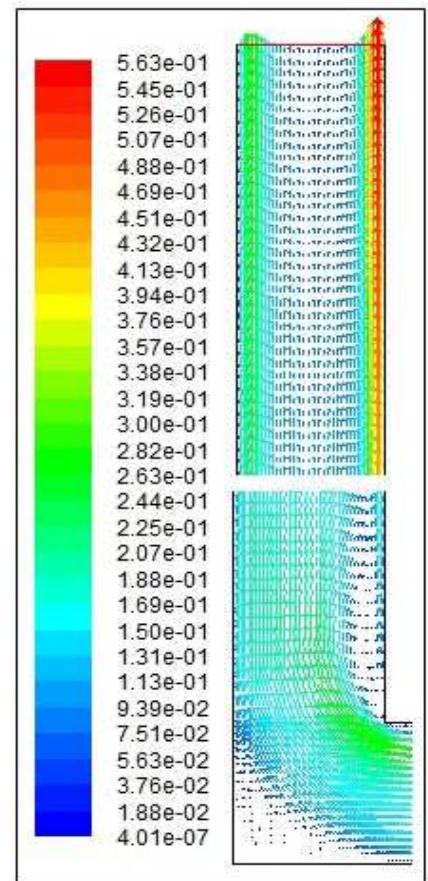


Fig.(VI.21) : Le champ dynamique.

**VI.4.4. Températures et les vitesses à la sortie de la cheminée pour différentes intensités :**

La distribution des températures à la sortie de la cheminée pour différentes intensités de rayonnement solaire est présentée sur la figure (VI. 22), pour (d/w=0.1) et (b/H=0.1).

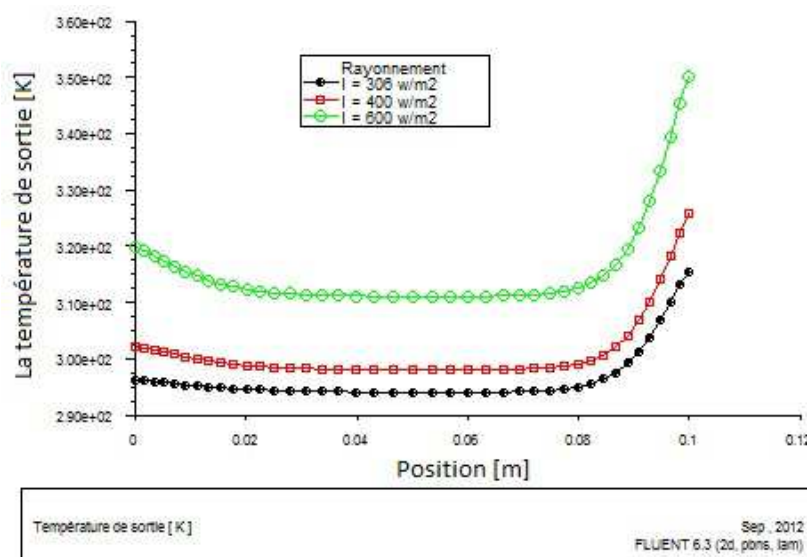
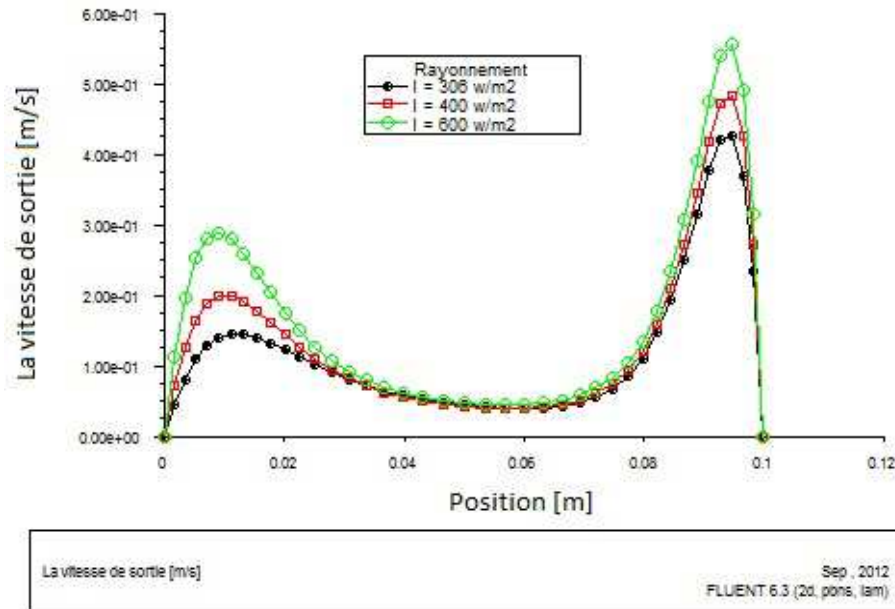


Fig.(VI.22) : Les profils de température de sortie pour I= 306 , 400 et 600 [w /m²].

On observe sur la figure (VI.22) que les différents profils de température ont un aspect semblable, où les valeurs maximales sont toujours atteintes près des parois de la cheminée, tels que la paroi absorbeur où les transferts de chaleur sont les plus intenses. On remarque aussi une stabilité thermique au milieu de la cavité à différents niveaux du rayonnement solaire.

Sur la figure (VI.23) on présente les profils de vitesse à la sortie de la cheminée pour les mêmes intensités de rayonnement solaire.



**Fig.(VI.23) :** Les profils de vitesse à la sortie, pour  $I= 306 , 400$  et  $600 [w /m^2]$ .

La figure (VI.23) montre que les maxima sont proportionnels au rayonnement solaire, et que leurs positions sont près des parois. Ils augmentent avec l'accroissement des températures de vitre et de l'absorbeur lorsque la radiation solaire augmente. Cela est dû aux effets combinés de la convection naturelle et de la poussée thermique suivant la direction verticale.

#### VI.4.5. Le champ thermique :

Le niveau de mi-hauteur de la pièce ( $Y/H=0.5$ ) est choisi comme une zone de la visualisation des profils de température et de la vitesse pour différentes intensités de rayonnement solaire. Ce choix de zone est fait vu que c'est une zone de sensibilité du confort thermique consacrée aux occupants de la pièce.

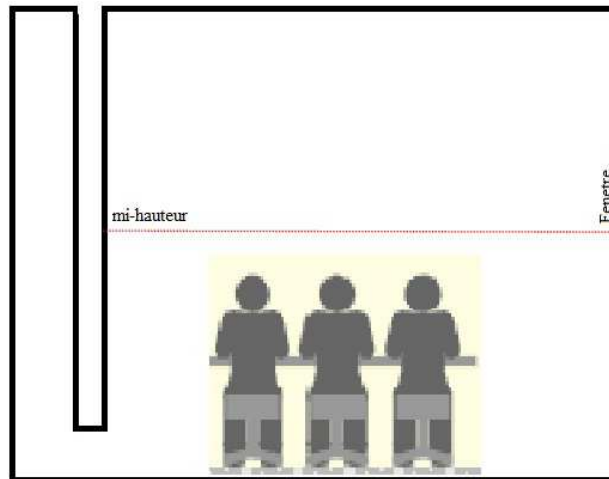


Fig.(VI .24) : La zone de mi-hauteur.

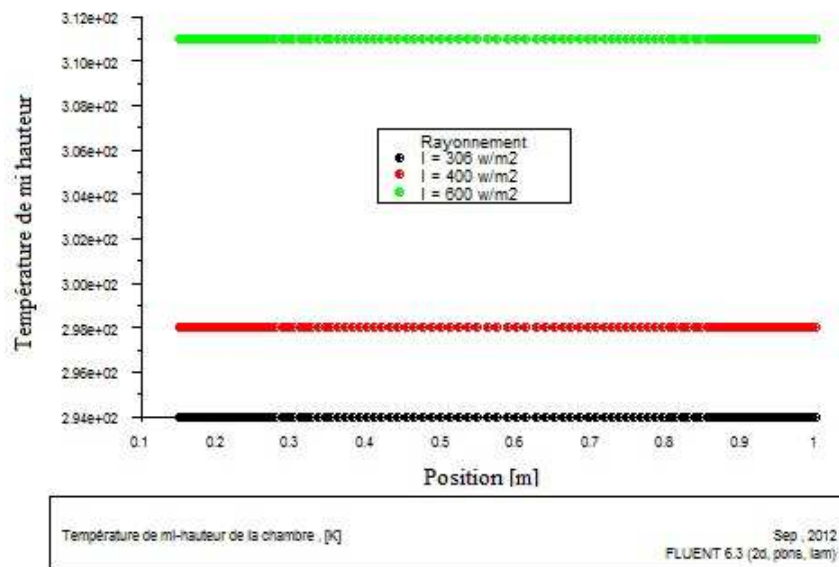


Fig.(VI.25) :Les profils de température à la mi-hauteur.

On observe sur la figure (VI.25) que les profils ont la même allure, où ils prennent la forme de lignes droites. Ces résultats montrent une stabilité de la température de l'air dans la pièce. Ceci peut être expliqué par le fait que les parois sont adiabatiques, donc la température de l'air dans la chambre dépend uniquement de la température d'air à l'entrée de la pièce, qui est égale à la température ambiante. Les écarts de température observés pour les différents rayonnements solaires allant de 306 à 600 w/m<sup>2</sup> sont dus essentiellement aux températures ambiantes proposées comme condition aux limites pour le domaine de calcul.

Le champ de température au niveau de la cheminée pour  $I=600$  [w/m<sup>2</sup>] , ( $d/w=0.1$ ) et ( $b/H=0.1$ ) est présenté comme suit :

Les isothermes de l'écoulement sont représentées sur la figure (VI.26). Nous remarquons que les températures élevées sont toujours localisés dans des espaces étroits au voisinage des parois chaudes, qui correspondent à l'épaisseur des couches limites thermique. Loin des parois chaudes, les gradients de température sont faible .On remarque aussi la présence de stratification thermique dans la cheminée, où la convection naturelle est dominante. Cette stratification est apparente surtout dans la partie inférieure de la cavité, et cela est dû essentiellement au gradient de température et la forme géométrique du modèle.

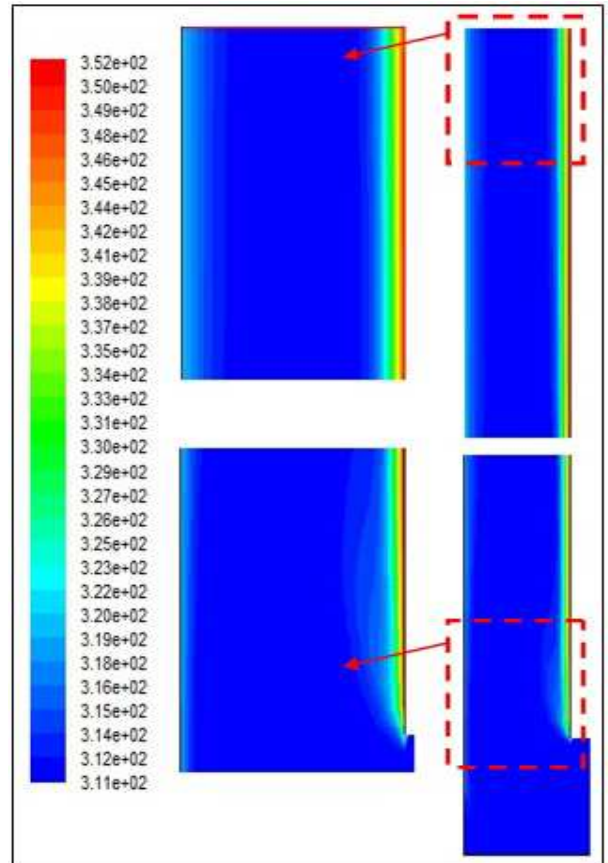


Fig.(VI .26) : Le champ de température .

**VI.4.6. Le champ de vitesse :**

Les profils de la vitesse à mi-hauteur de la pièce pour les différentes intensités de rayonnement solaire est représenté sur la figure suivante :

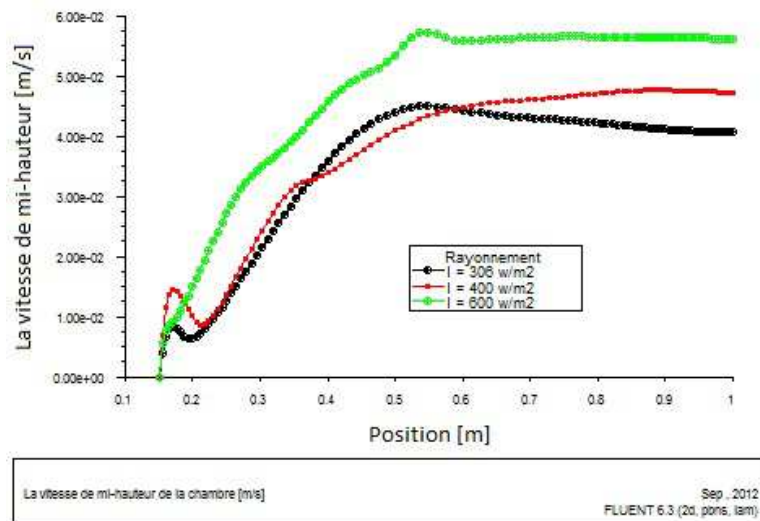
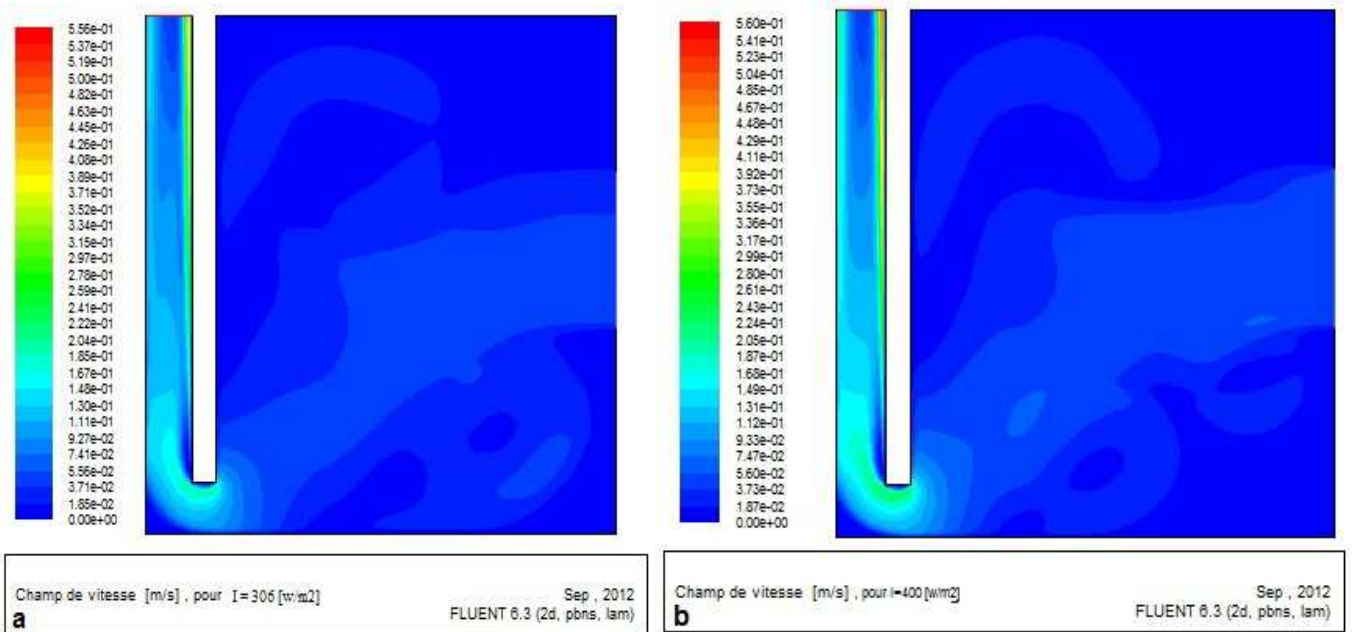


Fig.(VI.27) : les profils de vitesse à la mi-hauteur.

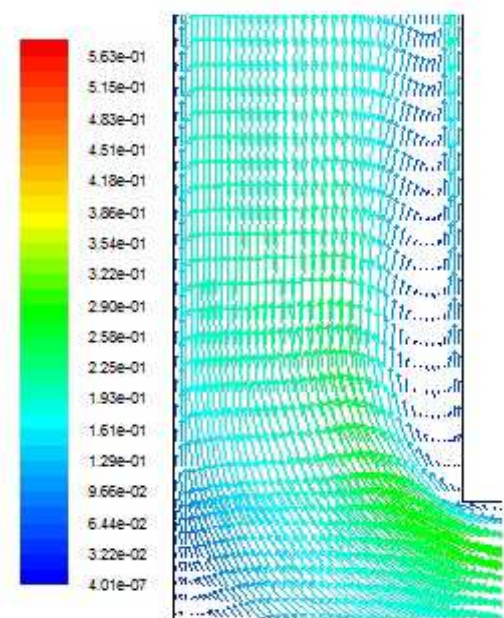
La figure (VI.27) montre que les valeurs maximales sont proportionnelles au rayonnement solaire, et que ses positions se trouvent dans la zone médiane de la pièce lorsque l'intensité de rayonnement augmente .Cela est dû à la direction de l'écoulement.

Le champ de vitesse pour différentes intensités de rayonnement solaire est présenté dans les figures suivantes (VI.28) a et b et c :



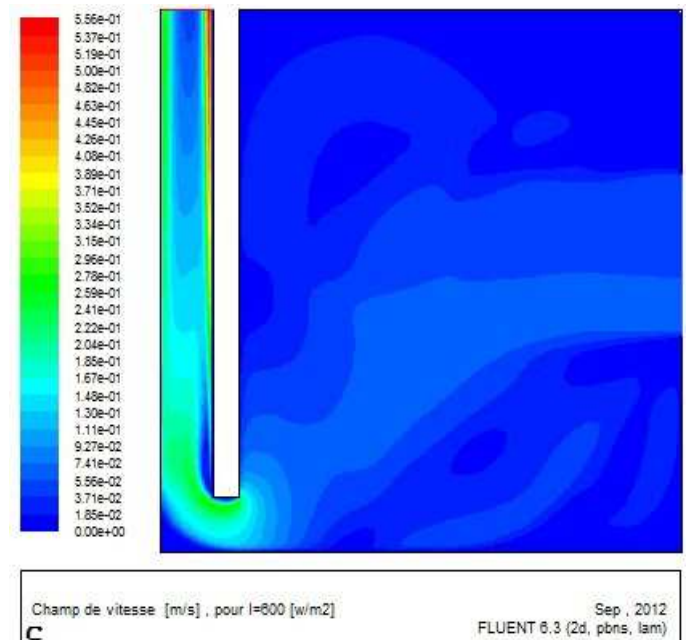
**I= 306 [w/m<sup>2</sup>]**

**I= 400 [w/m<sup>2</sup>]**



**I= 600 [w/m<sup>2</sup>]**

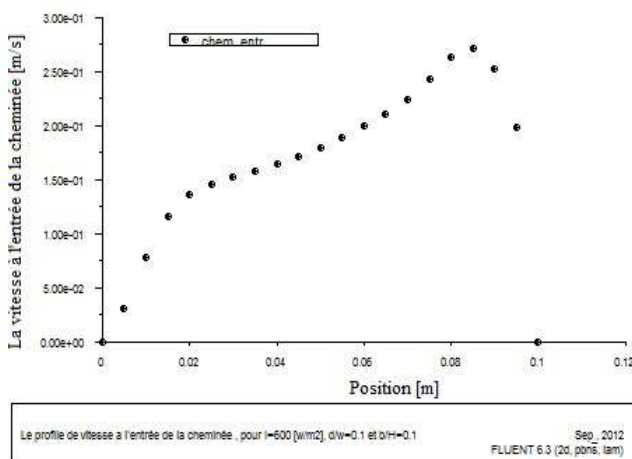
**Fig.(VI.29) :** zoom élargie sur les vecteurs de vitesse de la zone de recirculation.



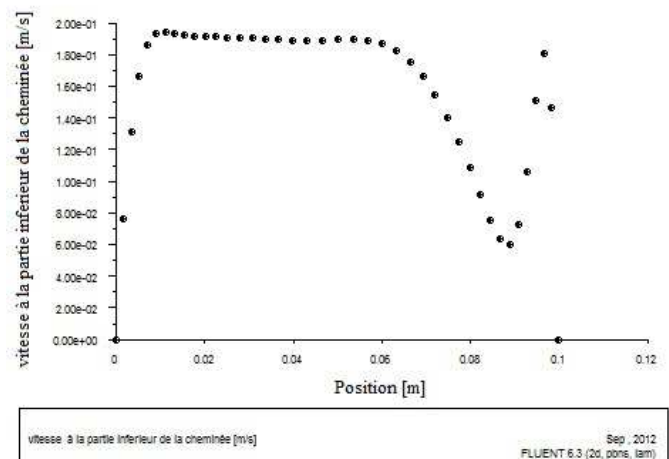
**Fig.(VI.28) :** Le champ de vitesse, pour I= 306 , 400 et 600 [w/m<sup>2</sup>].

D'après la figure (VI.28), on remarque que le rayonnement solaire a un effet remarquable sur l'allure de l'écoulement dans la pièce. La circulation principale de l'air se faisant depuis la fenêtre vers la cheminée solaire. Cette direction principale est due aux forces de flottabilité créées dans la cheminée solaire. Les parois de la pièce sont adiabatiques, donc le seul effet dominant est la convection naturelle au niveau de la cheminée solaire. On remarque aussi que, l'augmentation de l'éclairement solaire provoque une augmentation de la vitesse dans la pièce, et la diminution des zones de re-circulation.

Dans la partie inférieure de la cheminée, on observe une augmentation de la vitesse près de la paroi vitrée, et l'apparition du décollement qui engendre une re-circulation proche de la paroi absorbeur. Comme indiqué dans la figure (VI.29) et le profil de vitesse dans la figure (VI.30). Cette re-circulation occasionne une augmentation des pertes de charges à ce niveau. Par ce que l'écoulement à l'entrée de la cheminée est définitivement affecté par le coefficient de décharge qui est, à son tour, dépend de la zone contractée en raison de la contraction soudain de la géométrie à la forme principale de l'ouverture d'entrée. Et ce qu'on appelle l'effet de la veine contractée, comme représenté dans le profil de vitesse dans la figure (VI.31).



**Fig.(VI.31)** : Le profil de vitesse à l'entrée de la cheminée.



**Fig.(VI.30)** : Le profil de vitesse à la partie inférieure de la cheminée.

#### VI.4.7. La Structure de l'écoulement :

Les lignes de courant pour deux différentes géométries  $[0.1/0.1]$ ,  $[0.2/0.2]$ , pour  $I=306$  [ $w/m^2$ ] sont présentées sur les figures ci- dessous.

Pour les deux géométries, on observe la présence de deux vortex juxtaposés la première situé dans la partie inférieure de la pièce et l'autre dans la partie supérieure, ces vortex regroupent font perdre de l'énergie au fluide et par conséquent le débit d'air diminue.

On peut voir clairement la présence de la zone de re-circulation à la partie inférieure de la cheminée, cette zone augmente avec la géométrie.

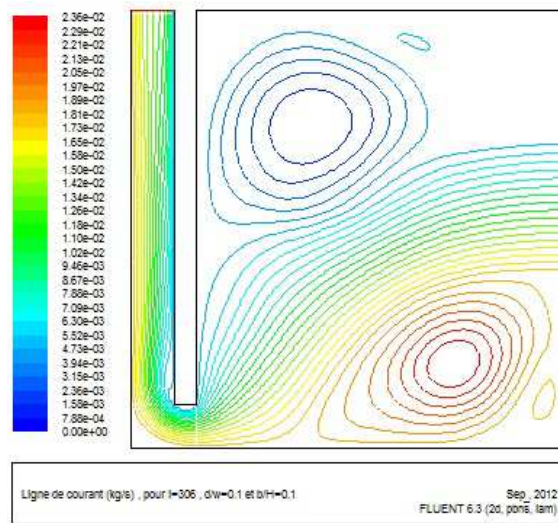


Fig.(VI.32) : Ligne des courant pour (d /w=0.1) et (b/H=0.1).

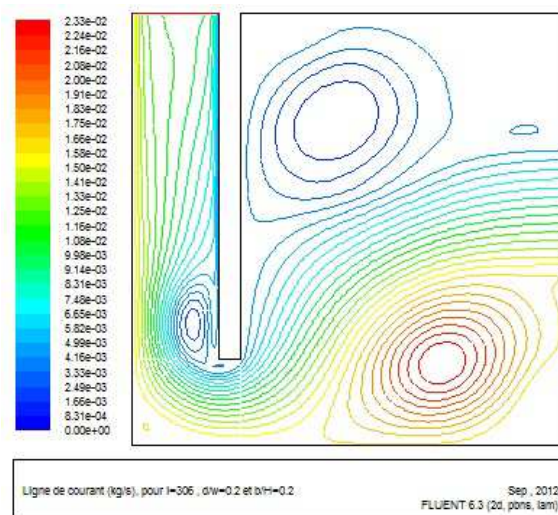


Fig.(VI.33) : Ligne des courant pour (d /w=0.2) et (b/H=0.2).

#### VI.4.8. Le Champ de pression :

La figure (VI .34) montre le champ de pression statique dans le système. L'air entre dans la pièce à la pression atmosphérique et sa pression diminue au fur et à mesure qu'il avance vers la cheminée. Comme on peut le voir sur la figure (VI.34 ) qui donne le champ de la pression statique à  $I=600 [w/m^2]$  pour  $d/w =0.1$  et  $b/H=0.1$ . Le minimum de la pression statique est atteint juste à l'entrée de la cheminée. La pression statique augmente ensuite au fur et à mesure que l'air gagne en hauteur dans la cheminée pour atteindre une valeur égale à la pression atmosphérique à la sortie de la cheminée.

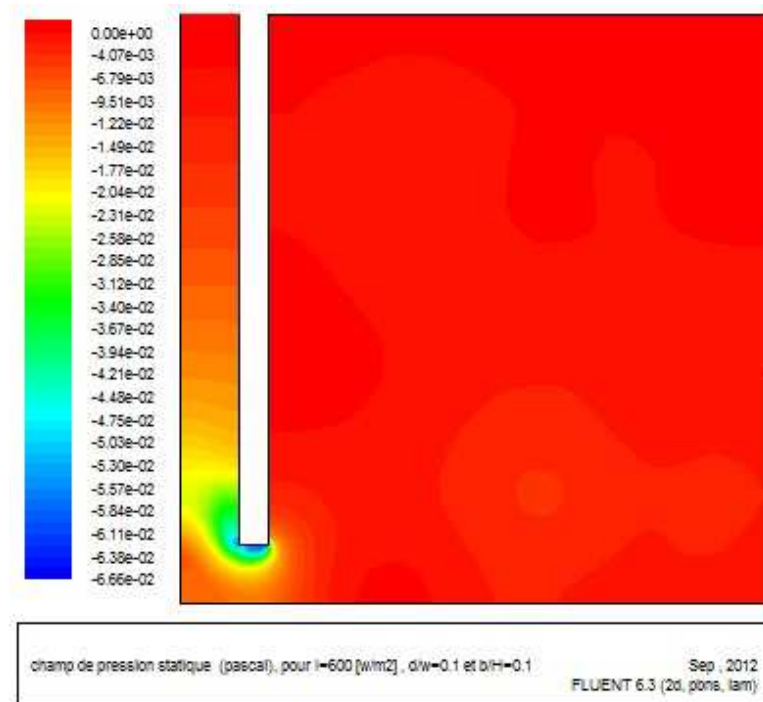


Fig.(VI .34) : Le champ de pression statique.

#### VI.4.9. Conclusion :

L'analyse des résultats établis ci-dessus montre que le rayonnement solaire est le paramètre qui pilote tout le fonctionnement de la cheminée solaire. En effet la vitesse de l'écoulement et le débit massique qui sont deux paramètres liés. D'autre part la température du fluide augmente aussi d'une manière significative. Ceci est attendu car la puissance thermique fournie au fluide est d'autant plus importante que le rayonnement solaire est important. On remarque aussi que plus l'élévation de la température est importante plus le débit massique est important, ceci est le principe de fonctionnement de la cheminée. Car plus la différence de température du fluide entre l'intérieur et l'extérieur du système est importante plus la différence de pression totale est importante. D'autre part on conclure que la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage joue un rôle important dans le taux de la ventilation.



# *Conclusion générale*

## *Conclusion générale*

Atteindre naturellement le confort, en privilégiant des solutions simples et le bon sens est une nécessité pour réduire les besoins énergétiques du bâtiment. Avec l'adaptation de la construction aux paramètres climatiques, les divers besoins domestiques sont énormément minimisés.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'analyse des écoulements d'un système énergétique à base de cheminée solaire, pour la ventilation des locaux d'habitation, en fonction de certains paramètres géométriques et environnementaux afin d'optimiser les paramètres de conception. Le site d'Adrar est choisi pour cette étude compte tenu de la banque de données disponible, relative à la température et au rayonnement solaire, et compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.

Un modèle mathématique d'analyse des paramètres d'écoulements, basé sur les bilans thermiques autour des différents organes de la cheminée solaire, est proposé. La résolution du système d'équations résultantes est établie, par utilisation de la méthode de Gauss- Seidel avec relaxation. La comparaison des résultats obtenus par le programme de calcul avec ceux issus de la littérature a montré qu'il y a un bon accord entre les différents résultats.

Pour ce qui concerne l'étude numérique, nous avons étudié le comportement de l'écoulement dans la cheminée pour quatre épaisseurs de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre et quatre tailles d'ouverture d'admission . Cette étude nous a permis de déduire que :

- ✓ La température de l'air dans la cheminée solaire dépend de l'intensité du rayonnement solaire ;
- ✓ Le système a permis d'obtenir des températures d'air et des débits assez élevées à la sortie de la cheminée, favorables pour les exploiter dans la ventilation naturelle ;
- ✓ L'augmentation de l'épaisseur de lame d'air joue un rôle très important et augmente significativement le débit volumique de l'air sortant de la cheminée ;
- ✓ Le tirage thermique optimal correspond à une taille d'admission ( $b/H=0.25$ ) ;
- ✓ La température moyenne d'absorbeur peut être corrélée à l'intensité que ( $T_w = 2.164 I^{0.539}$ ).

Les différentes températures obtenues par utilisation d'un programme FORTRAN, développé dans le cadre de cette étude, ont été utilisées comme des données pour la simulation de Fluent. Des profils de température et de vitesse à l'intérieur de la cheminée solaire ont été déterminés par simulation numérique.

Les calculs numériques sont effectués pour différentes dimensions de la cheminée avec différentes valeurs du rayonnement solaire. En se basant sur les approximations de Boussinesq, on a mis également au point un modèle numérique basé sur la méthode de volumes finis et en intégrant le modèle laminaire.

L'application d'une cheminée solaire de différentes dimensions sur une pièce cubique de dimensions (1m x 1m x 1m) montre que la cheminée solaire a un effet important dans l'amélioration de la ventilation et l'augmentation du taux de renouvellement de l'air. Cela est traduit par l'ACH qui est reliée directement au rayonnement solaire. 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.
- ✓ Il y a une bonne concordance entre les résultats obtenus et ceux extraits de la littérature.

Comme perspectives, nous proposons de mettre en place une installation expérimentale sur site d'une pièce de (1x1x1) munie d'une cheminée solaire avec différentes largeurs de lame et différentes taille d'admission, afin de suivre l'évolution de l'écoulement au cours du temps.

# *Références Bibliographiques*

## Références bibliographiques

- [1] J. Koffi, **Analyse Multicritère Des Stratégies De Ventilation En Maisons Individuelles**", Thèse De Doctorat, université de la rochelle, France, (2009).
- [2] D. Bernstein, J. Pierre Champetier, L. Hamayon, L. Murdi, T. Vdal, **Traité de construction durable , principes détails de construction**, P 49, Edition le Moniteur,(2006)
- [3] J. Koffi, **Analyse Multicritère Des Stratégies De Ventilation En Maisons Individuelles**", Thèse De Doctorat, université de la rochelle, France, (2009).
- [4] H. Boivin, **la ventilation naturelle développement d'un outil d'évaluation du potentiel de la climatisation passive et d'aide à la conception architecturale**, maître ès sciences (M.Sc.), université Laval Québec, (2007).
- [5] J.Mathur, N.K. Bansal, S.Mathur, Meenakshi Jain, Anupma, **Experimental investigations on solar chimney for room ventilation**, Solar Energy, vol. 80, pp. 27-35, (2006).
- [6] N.K. Bansal, R. Mathur, M.S. Bhandari, **Solar chimney for enhanced stack ventilation**, Building and Environment ,28 (3) (1993) 373–377.
- [7] N.K. Bansal, R. Mathur, M.S. Bhandari, **A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings**, Building and Environment 29 (4) (1994) 495–500.
- [8] R. Bassiouny , N. Koura, **An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation**, Energy and Buildings 40 (2008) 865–873.
- [9] M. Macias , A. Mateo , M. Schuler , E.M. Mitre, **Application of night cooling concept to social housing design in dry hot climate**, Energy and Buildings, vol. 38, pp.1104–1110, (2006).
- [10] J. Marti-Herrero , M.R. Heras-Celemin, **Dynamic physical model for a solar chimney**, Solar Energy, vol. 81, pp. 614–622, (2007).
- [11] J. Arce, et al., **Experimental study for natural ventilation on a solar chimney**, Renewable Energy 34 (12) (2009) 2928–2934.
- [12] T. Miyazaki, A. Akisawa, T. Kashiwagi, **The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate**, Renewable Energy, vol. 31, pp. 987–1010, (2006).
- [13] J. Hirunlabh, et al., **Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate**, Renewable Energy 18 (1) (1999) 109–119.
- [14] P. Chantawong , J.Hirunlabh , B.Zeghmati ,J. Khedari , S.Teekasap , M.Maung Win, **Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls**, Solar Energy, vol. 80, pp. 288–297, (2006).
- [15] J.Martli-Herrero, M.R.Heras-Celemin,**Dynamic physical model for a solar chimney**, Solar Energy.81 (5) (2007) 614–622.

- [16] C. Afonso, A. Oliveira, **Solar chimneys simulation and experiment**, Energy and Buildings 32 (1) (2000) 71–79.
- [17] P.S. Koronakis, **Solar chimney dynamic performance under typical Mediterranean summer conditions**, International Journal of Sustainable Energy. 13 (2) (1992) 73–84.
- [18] K.S. Ong, C.C. Chow, **Performance of a solar chimney**, Solar Energy 74 (1) (2003) 1–17.
- [19] K.S. Ong, **A mathematical model of a solar chimney**, Renewable Energy 28 (7) (2003) 1047–1060.
- [20] K.S. Ong, C.C. Chow, **Performance of a solar chimney**, Solar Energy 74 (1) (2003) 1–17.
- [21] Z.D. Chen, et al., **An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux**, Building and Environment 38 (7) (2003) 893–906.
- [22] E.Bacharoudis , Michalis Gr. Vrachopoulos , Maria K. Koukou, D.Margaris, Andronikos E. Filios , Stamatis A. Mavrommatis, **Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux**, Applied Thermal Engineering vol. 27, pp. 2266–2275, (2007).
- [23] J.Kolej, B. Sunway, **A mathematical model of a solar chimney**, Renewable Energy, vol. 28, pp. 1047–1060, (2003).
- [24] S. Punyasompun, et al., **Investigation on the application of solar chimney for multi-storey buildings**, Renewable Energy 34 (12) (2009) 2545–2561.
- [25] J.Mathur , Anupma, and S.Mathur , **Experimental investigation on Four Different Types of Solar Chimneys**. Advances in Energy Research AER, pp. 151-156, (2006).
- [26] E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios, A.I. Balouktsis, D. Chassapis, **Modelling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow**, Solar Energy, vol. 82, pp. 80–94 (2008).
- [27] T.Chitsomboon and P.Thongbai, **Natural ventilation in building using attic and solar chimney**, The Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE) Hua Hin, Thailand, (1-3 December 2004 ).
- [28] Z.Adam, T.Yamanaka and H. Kotan, **Mathematical model and experimental study of air flow in solar chimneys**, Natural ventilation 5 in Osaka University, Japan, (2002).
- [29] R. Bassiouny, N.S.A. Korah, **Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate**, Energy and Buildings 41 (2) (2009) 190–196.
- [30] D.J. Harris, N. Helwig, **Solar chimney and building ventilation**, Applied Energy, vol. 84, pp. 135–146, (2007).
- [31] S.Chungloo, B.Limmeechokcha, **Application of passive cooling systems in the hot and humid climate: The case study of solar chimney and wetted roof in Thailand**, Building and Environment, vol. 42, pp. 3341–3351, (2007).

- [32] Y. Shinada, Ken-ichi Kimura, H. Katsuragi, Sung-ki Song, **Natural Ventilation System for a School Building Combined with Solar Chimney and Underground Pit**, Proceedings of Annual Meeting of Japan Solar Energy Society. Suwa. pp. 83-86. (In Japanese) (2007).
- [33] B. Nouibat, A. Tacherift, **l'occupation optimale du sol urbain a l'habitation individuelle dans les régions arides " villes maghrébines et orientales, cas d'étude : Bou-saada "**, Sciences & Technologie D – N°25, pp. 50-64, Juin (2007).
- [34] J. Mathur, Anupama, S. Mathur, **Experimental investigation on four different types of solar chimneys**, Advances in Energy Research (2006) 151–156.
- [35] R. Khanal, L. Chengwang, **Solar chimney-A passive strategy for natural ventilation**, Energy and Buildings (2011).
- [36] S. Spencer, **An experimental investigation of a solar chimney natural ventilation system**, MSc Thesis, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada, 2001.
- [37] J.A. Duffie, W.A. Beckman, **Solar Energy Thermal Process**, John Wiley and Sons Inc., 1974.
- [38] J. Mathur, N.K. Bansal, S. Mathur, M. Jain, Anupma, **Experimental investigations on solar chimney for room ventilation**, Solar Energy 80 (2006) 927–935.
- [39] J.P. Holman, **Heat Transfer**, McGraw-Hill Co., 1981.
- [40] J. F. Sacadura, **Initiation aux transferts thermique**, Edition Lavoisier, 1985.
- [41 ] F. Doumenc , **Module LA200** , Université Pierre et Marie Curie (Paris VI) .
- [42 ] K.T. Andersen, **Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy**. Trans. ASHRAE, 1995, Vol. 101.
- [43] R. Jobert, **Le puits canadien ou puits provençal**, Centre d'Etudes Techniques de l'Équipement de Lyon (CETE), (novembre 2005).

**Site d'internet :**

- [ 44 ] <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10874> ( consulter le 01/05/2012 ).