

UNIVERSITE KASDI MARBAH OUARGLA

Faculté des Sciences et de la Technologie et Science de la matière

Département de Génie des Procédés



Mémoire

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : Génie Chimique

Présenté Par : HANDJAR MAHDIA

Thème

Etude d'une technique d'isolation thermique des
bâtiments dans la région de sud Algérien.

Devant le jury composé de :

Mr. Mennouche Djamel	Maître assistant	Université Kasdi Merbah Ouargla	Président
Mr. Chennouf Nasreddine	Maître assistant	Université Kasdi Merbah Ouargla	Examineur
Mr. Negrou Belkhir	Maître assistant	Université Kasdi Merbah Ouargla	Encadreur

Année Universitaire : 2012 /2013

Remerciements

Alhamdoliallah awalalan wa akhiran qui m'a donné la force et le pouvoir pour effectuer ce travail, notre seigneur le plus puissant.

Je remercie profondément Mr Nergou Belkhir maître assistant à l'université Kasdi Merbah d'Ouargla, mon encadreur, pour avoir proposé ce sujet, et pour son aide qui m'a été indispensable pour la réalisation de ce travail ainsi que toutes ses remarques constructives qui m'ont permis d'approfondir mes connaissances scientifiques.

Je tiens à exprimer ma gratitude envers l'ensemble des membres de jury qui ont accepté de lire et juger notre travail :

- Mr Menouche Djamel pour avoir accepté de présider le jury.*
- Mr Chennouf Nasreddine, pour nous avoir honorés par sa présence.*

Sans oublier Mr. Moureddine Sellou, professeur et chercheur au Laboratoire UPRS à l'université Kasdi Merbah d'Ouargla pour sa contribution qui a enrichie mon travail ainsi que pour ses conseils.

Je remercie profondément mes chers amis Wissam Mounia Ghyes Yasmine Djamel qui m'ont soutenu le long de cette période et mes collègues Walid Djamel Madjed et Aicha qui m'ont énormément aidé.

Enfin un grand merci ira pour ma famille, mon père et ma mère pour tout ce qu'ils ont fait pour moi.

Dédicace



A mes chers parents, qui m'ont assuré tous moyens pour réussir

Mon adorable petite sœur Assia

Mes amies que j'aime beaucoup



H. Mahdia

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I

I.1. Introduction	2
I.2. Conditions et synthèse climatique	2
I.2.1. Analyse Climatique de la ville d'Ouargla	3
I.2.2. Transfert de chaleur par rayonnement	4
I.2.3. Quelques données climatiques de la ville d'Ouargla l'année 2010	5
I.3. Les (PMR) Présentation et mise en œuvre	5
I.3.1. Présentation et description des produits minces réfléchissants	5
I.3.2. la mise en œuvre des Produits Minces Réfléchissants	6
I.4. Les caractéristiques des Produits Minces Réfléchissants	7
I.4.1. Les caractéristiques physiques	7
I.4.2. Les caractéristiques thermiques	7
I.4.2.A. L'émissivité des PMR	8
I.5. Rappel des lois fondamentales et notions de base	10
I.5.1. La convection	10
I.5.1.A. Convection naturelle ou libre	10
I.5.2. Etude bibliographiques de la convection naturelle dans les cavités d'air	10
I.5.2. Cavités verticales chauffées différentiellement	12
I.5.3. Modélisation des écoulements de convection naturelle	14
I.5.3.A. La mise en équation du système	14
I.5.3.B. Modélisation d'une lame d'air verticale	16
I.6. Validation du modèle	17
I.6.1. Résultats numériques	18
I.7. Conclusion	19

Chapitre II

II.1. Introduction	21
II.2. Description du problème	21
II.2.1. Le modèle physique	21
II.2.2. Composition et structure	22
II.3. Modélisation numérique	23
II.3.1. Choix de la méthode numérique	23

II.3.2 Le logiciel de maillage	24
II.4. Le solveur	24
II.4.1. L'approximation de Boussinesq	24
II.4.2. Les hypothèses simplificatrices	24
II.4.3. Etapes de la simulation	25
II.5. Choix du maillage	26
II.6. Résultats de la simulation	28
II.6.1. Contrôle de la solution (convergence)	29
II.6.2. Profils de vitesse à l'entrée et à la sortie de la cheminée	30
II.6.3. Champ dynamique	32
II.6.4. Champ thermique	33
II.6.5 Résultats à prévoir	39
II.7. Conclusion	43
Conclusion Générale	
Annexe	
Bibliographie	

Liste des tableaux

Tableau(I.1)	Données climatiques de la ville d'Ouargla l'année 2010	5
Tableau (I.2)	Caractéristiques des produits ACTIS et XL MAT	6
Tableau (I.3)	Les caractéristiques physiques des trois produits (PMR).	7
Tableau (II.1)	Composition et caractéristiques thermo-physiques des murs extérieurs.	23
Tableau (II.2)	illustration du choix du maillage optimisé	26
Tableau (II.3)	Les expressions des paramètres physiques de l'air	28
Tableau (II.4)	Valeurs moyennes des températures a l'intérieur et a l'extérieur du BTS.	29
Tableau (II.5)	Les résidus pour les différentes équations.	29
Tableau (II.6)	Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement $A=25$	34
Tableau (II.7)	Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement $A=20$	36
Tableau (II.8)	Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement $A=10$.	37
Tableau (II.9)	Valeurs de quantité de chaleur échangé pour chaque allongement et pour différents écarts de température	42

Liste des figures

Figure (I.1)	principales zones climatiques en Algérie	3
Figure(I.2)	Cartographie de l'irradiation globale simulée par ciel moyen pour les quatre saisons en Algérie	4
Figure(I.3)	Isolant mince réfléchissant multicouches	5
Figure(I.4)	Isolant mince réfléchissants a feutre	3
Figure(I.5)	Mise en œuvre des PMR en mur (Cas avec deux lames d'air).	6
Figure(I.6)	Principe de fonctionnement d'un PMR	9
Figure(I.7)	Cavité 3D chauffée différentiellement	10
Figure(I.8)	Cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement	12
Figure(I.9)	Volume de contrôle considérer	15
Figure(I.10)	Configuration géométrique du modèle 3D et 2D de lame d'air	16
Figure(I.11)	Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature pour un allongement $A=10$	18
Figure(I.12)	Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature pour un allongement $A=20$	18
Figure(I.13)	Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature $A=25$	19
Figure (II.1)	Intérieur et équipements du BTS	22
Figure (II.2)	Vue extérieure du BTS	22
Figure (II.3)	Différentes couches des murs	23
Figure (II.4)	Organigramme des étapes de la simulation numérique.	25
Figure (II.5)	la vitesse moyenne de débit a la sortie pour chaque raffinement	27
Figure (II.6)	Maillage optimisé et resserré aux parois	27
Figure (II.7)	Evolution des résidus	30
Figure (II.8)	Profil de vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour un allongement $A=25$	30
Figure (II.9)	Profil de vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour un allongement $A=10$	31
Figure (II.10)	Profil de vitesse de l'air à la sortie de la cheminée pour un allongement $A=25$	31
Figure (II.11)	Profil de vitesse de l'air à la sortie de la cheminée pour un allongement $A=10$	32
Figure (II.12)	Champ dynamique pour un allongement $A=25$	32
Figure (II.13)	Champ dynamique pour un allongement $A=10$	33
Figure (II.14)	Champ thermique pour un allongement $A=25$.	33
Figure (II.15)	Champs thermique pour un allongement $A=10$.	34
Figure (II.16)	valeurs de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement $A=25$	35

Figure (II.17)	rapport du flux massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement A=25	35
Figure (II.18)	valeurs de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement A=20.	36
Figure (II.19)	rapport du flux massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement A=20	37
Figure (II.20)	valeurs de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement A=10.	38
Figure (II.21)	rapport du flux massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement A=10.	38
Figure (II.22)	Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement A=25	39
Figure (II.23)	Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement A=20	40
Figure (II.24)	Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement A=10	41

Nomenclature

NOMENCLATURE

Symboles	Grandeurs	Unités
b	Distance entre deux plaques actives	m
b_1	Epaisseur lame d'air ventilée	m
b_2	Epaisseur lame d'air non ventilée	m
c	Ouverture du thermosiphon	m
C_p	Capacité thermique massique	J/kg.K
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif	W/m ² .K
h_m	Coefficient de transfert de chaleur convectif moyen	W/m ² .K
H	Hauteur d'une lame d'air non ventilée	m
L	Longueur de la lame d'air ventilée	m
m	Débit massique	kg/s
q	Densité de flux thermique	W/m ²
Q	Flux thermique	W
R, R_{th}	Résistance thermique	m ² .K/W
S	Surface	m ²
t	Temps	s
T	Température	K
v, V	Vitesse	m/s
W	Largeur d'une lame d'air	m
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	m

Lettres Grecques

β	Coefficient de dilatation thermique	1/K
Δ	Écart, différence	K
ε	Emissivité	-
λ	Conductivité thermique	W/m.K
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ρ	Masse volumique	kg/m ³
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	5.68×10^{-8} W/m ² .K ⁴

Nomenclature

Nomenclature

I.1. Introduction :

Dès que deux éléments en contact sont à différentes températures, il y a un échange de chaleur entre eux, jusqu'à ce que leurs températures soient identiques. Le but de l'isolation est de freiner cet échange. Par exemple dans une maison, en hiver, les déperditions de chaleur vers l'extérieur sont à minimiser, tandis qu'en été la fraîcheur est à maintenir à l'intérieur. Donc l'isolation thermique est un écran qui limite la propagation de la chaleur de l'intérieur vers l'extérieur et vice-versa, réduisant la consommation (refroidissement et chauffage) et les émissions de gaz à effet de serre. Pour plus de bénéfices une habitation bien isolée aura un vieillissement moins rapide et nécessitera moins de travaux d'entretien ou de rénovation. De nos jours l'isolation est passée du statut de nécessaire à celui d'indispensable.

Dans ce chapitre Nous traitons le phénomène physique due a cette différence de température entre l'intérieur et l'extérieur appelée convection naturelle comme moyen de refroidissement ainsi que la contribution des matériaux isolants dans notre cas les produits minces réfléchissants, leur nature, caractéristiques réduisant surtout le flux de chaleur par rayonnement qui est le facteur majeur causant la surchauffe des locaux dans des conditions climatiques spécifiques illustrés ci-dessous. Une bibliographie détaillée est tout d'abord effectuée sur la convection naturelle dans les lames d'air non ventilées. Celle-ci regroupe des études théoriques, numériques et expérimentales qui ont été réalisées afin de résoudre ce problème de transfert thermique. La plupart des travaux concernent essentiellement les cavités d'air verticales chauffées par le bas (cas de la convection de Rayleigh-Bénard). Enfin, les résultats numériques obtenus sont validés pour certains cas d'étude par des corrélations choisies dans la littérature Cela nous conduit a mieux comprendre ce qui mène a cette déperdition de chaleurs et par conséquent la bonne solution pour attribué des résultats convenants disant a un confort thermique.

Commençant par exposé les données climatiques ou les bénéfices de cette technique seront exploités

I.2. Conditions et synthèse climatique :

L'Algérie occupe une vaste étendue territoriale, sa superficie dépasse les deux millions de Km². Plus de 4/5 de sa superficie est désertique. D'où une large variété géographique et climatique allant du littoral au désert. La classification climatique en Algérie permet de distinguer quatre zones principales :

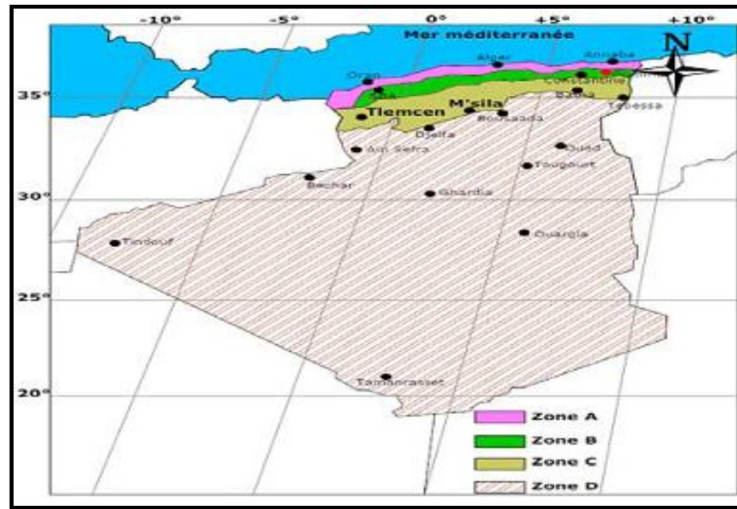


Figure (I.1) : les principales zones climatiques en Algérie. [2]

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

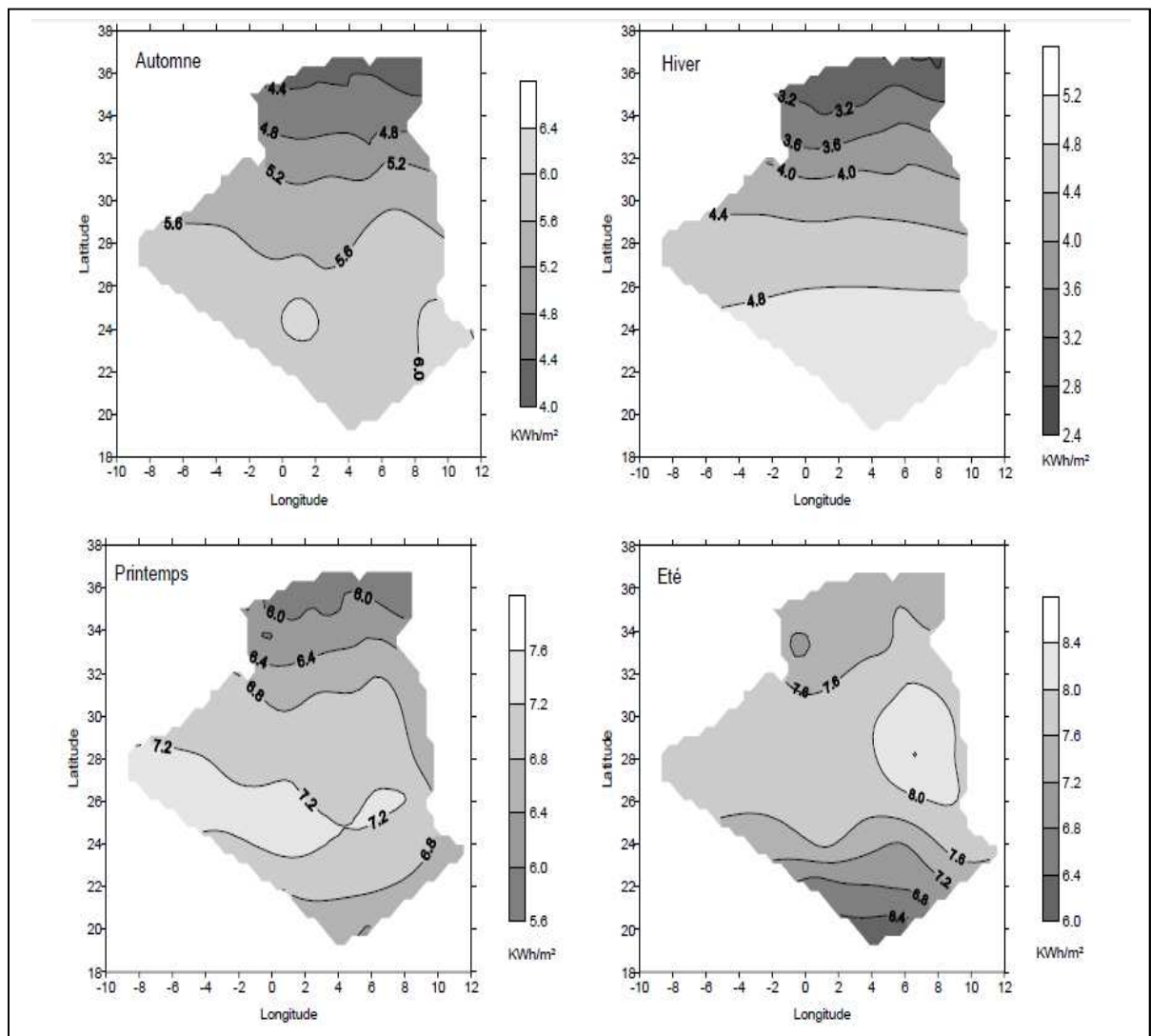
D'où cette dernière zone D qui nous intéressera durant cette étude. Le climat Présaharien ou saharien quant à lui est caractérisé par l'intensité du rayonnement solaire et une faible humidité, caractère du climat aride. L'absence de nuages favorise une forte amplitude de température. La période froide est plus courte avec des jours modérés et des nuits très froides. L'été est très chaud et rigoureux, les températures atteignent les 45°C à l'ombre avec les vents intenses de siroco.

I.2.1. Analyse Climatique de la ville d'Ouargla :

La ville d'Ouargla s'étend sur une superficie de 270030 Km² et se trouve à une latitude de 31°57N et longitude de 5°21'E, et à 146 mètres d'altitude, à une distance de 880 km d'Alger. [3] La situation d'Ouargla, dans une zone limitée au sud par le Sahara avec son climat sec et au nord par son climat tempéré, lui permet d'avoir des caractéristiques spécifiques. D'après la classification précédente la ville d'Ouargla appartient à la zone climatique - D- qui possède deux saisons principales :

- Un été plus chaud et sec, ou l'écart de température est important.
- Un hiver froid et sec, avec un écart de température important.

Ou elle est individualisé par une intensité de rayonnement immense spécialement en été Voir Figure(I.2).



Figure(I.2) : Cartographie de l'irradiation globale simulée par ciel moyen pour les quatre saisons en Algérie. [4]

I.2.2. Transfert de chaleur par rayonnement :

Par ce mode la chaleur se propage entre deux milieux matériels par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques. La propagation des ondes électromagnétiques ne nécessite pas de milieu matériel.

I.2.3. Quelques données climatiques de la ville d'Ouargla l'année 2010 :

Tableau(I.1) : données climatiques de la ville d'Ouargla l'année 2010. [5]

Année	2010											
	Jan.	Fév.	Mars	Avril	Mai.	Juin.	Juil.	Août.	Sep.	Oct.	Nov.	Déc.
TMX(C°)	17.8	20.3	2.47	27.5	3.44	40.9	44.6	43	36.1	30.8	25.5	22.9
TMN(C°)	6.8	7.2	10.1	12.1	1.85	25.4	28.7	27.2	22	17.7	9.4	7.7
H%	70	54	48	42	39	28	25	26	46	46	58	51
V (m/s)	4.1	3	3.6	2.7	0	3.8	2.2	0	3.7	2.4	2.1	1.4
INSO(w/m)	196	254	267	321	338	271	337	334	257	312	275	255
TM(C°)	12.3	13.8	17.4	19.8	26.4	33.1	36.7	35.1	29.1	23.1	16.7	14.9

I.3. Les (PMR) Présentation et mise en œuvre :

I.3.1. Présentation et description des produits minces réfléchissants :

Les PMR (Produits Minces Réfléchissants) sont constitués d'une ou plusieurs couches de feuilles d'aluminium ou aluminisées de quelques micromètres d'épaisseur assemblées par collage, soudure, ou couture. Ils comprennent des couches intermédiaires de différentes natures : mousse souple ou feutre d'origine animale, végétale ou de synthèse, polyéthylène à bulles...



Figure (I.3) : Isolant mince réfléchissant Multicouches.

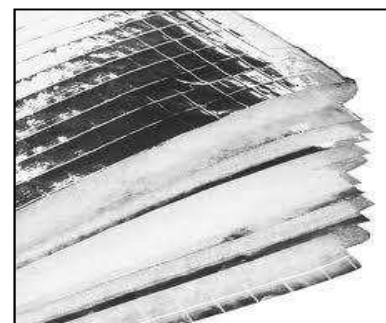


Figure (I.4) : Isolant mince réfléchissant à feutre.

Leur épaisseur totale varie généralement de quelques mm à quelques centimètres dans certains cas, et leur conditionnement est le plus souvent en rouleaux.

Il existe différents produits selon l'utilisation souhaitée : toitures, murs, sols, plafonds...

Le tableau suivant donne quelques caractéristiques de ces produits des fabricants ACTIS et XL MAT.

Tableau (I.11): Caractéristiques des produits ACTIS et XL MAT [6]. [7].

Fabricant	ACTIS			XL MAT		
Produit	TRISO-PROTECT	TRISO-SOLS	TB 80	PRO 5	PRO FEU	GSB 11 SP
Épaisseur (mm)	22	7	10	30	12	25
Dimensions des rouleaux (m)	1,60 x 12,5 = 20 m ²	1,60 x 12,5 = 20 m ²	1,50 x 13,34 = 20 m ²	1,53 x 9,81 = 15 m ²	1,2 x 835 = 10 m ²	1,53 x 9,81 = 15 m ²
Utilisation	Toiture, mur, plafond	Planchers chauffants	Porte de garage, abri de jardin (complément)	Toiture, mur	Toiture, mur, plafond	Mur, sol

I.3.2. la mise en œuvre des Produits Minces Réfléchissants :

La contribution des PMR à l'isolation thermique des parois est étroitement liée à la mise en œuvre du produit sur le chantier et en particulier à l'aménagement d'une (ou de deux) lame(s) d'air d'environ 2 cm d'épaisseur adjacente(s) au produit.

En effet, la présence des lames d'air permet aux feuilles réfléchissantes de réduire les échanges radiatifs dans le volume d'air, améliorant ainsi la résistance thermique globale de la paroi. Si elle est en contact avec un autre matériau solide, la feuille réfléchissante n'opère plus par rayonnement et le flux thermique traverse par conduction.

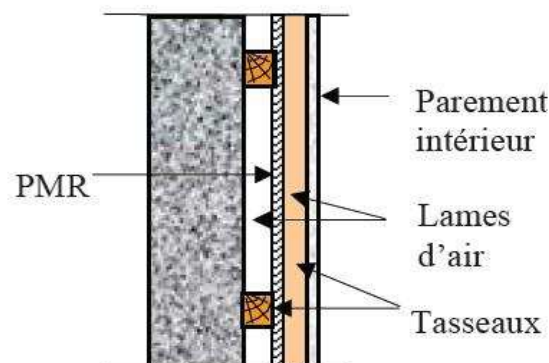


Figure (1.5): Mise en œuvre des PMR en mur
(Cas avec deux lames d'air).

Les PMR sont souvent utilisés en complément d'isolation, associés à un isolant épais traditionnel, dans le neuf ou en rénovation par dessus l'isolation existante.

L'utilisation des PMR en isolation par l'extérieur est possible, surtout en complément d'une isolation plus ancienne, mais peu souhaitable du fait de l'étanchéité du produit à la vapeur d'eau. La mise en œuvre des PMR est très délicate, elle nécessite un soin particulier

notamment dans l'aménagement des lames d'air qui doivent être parfaitement étanches- au risque de voir chuter les performances thermiques. [8]

I.4. Les caractéristiques des Produits Minces Réfléchissants:

I.4.1. Les caractéristiques physiques :

Les propriétés mécaniques varient selon le type de produit, son utilisation, le nombre et la composition des couches, la façon dont elles sont assemblées entre elles...

Le tableau suivant récapitule les caractéristiques physiques de trois produits du fabricant ACTIS

Tableau (I.3) : Les caractéristiques physiques des trois produits (PMR). [6], [7]

Produit	TRISOMUR	ACTIREFLEX	TRI-ISO SUPER 9
Épaisseur (mm)	10	8	20
Masse surfacique (g/m ²)	467	352	666
Résistance à la compression (kPa)	36,8	84,2	0,6
Perméabilité à la vapeur d'eau (g/m ² dia)	37	11	10
Force de rupture (daN)	Chaîne : 87,1 Trame ³ : 62,1	Chaîne : 16,6 Trame : 9,1	Chaîne : 85,4 Trame : 62,9
Allongement de rupture (%)	Chaîne : 29 Trame : 9	Chaîne : 19 Trame : 4,6	Chaîne : 25,9 Trame : 10,6
Force de déchirure (daN)	Sens production : 21,8 Sens travers : 12,6	Sens production : 7,4 Sens travers : 3	Sens production : 24,2 Sens travers : 18,6
Classement des fumées	F1	M1	F1

I.4.2. Les caractéristiques thermiques :

Vu son épaisseur, un PMR possède une résistance thermique intrinsèque faible. La résistance thermique R intrinsèque (produit seul sans les lames d'air), varie généralement de 0,1 à 1 m².K/W.

Il y a une réduction des échanges thermiques par rayonnement due à la basse émissivité des films, mais son impact sur la résistance thermique totale de la paroi reste limité du fait de la persistance des échanges liés aux mouvements d'air.

En période froide, la contribution maximale d'un PMR de 2 cm d'épaisseur, muni de couches réfléchives de faible émissivité (de l'ordre de 0,01), a une paroi déterminée selon les différentes approches (mesures en laboratoire, *in situ* et modélisation numérique) et dans les conditions les plus favorables (utilisation en mur avec deux lames d'air non ventilées de 3 cm de part et d'autre du produit) ne peut pas dépasser 2 m².K/W en résistance thermique, ce qui est en dessous de la valeur minimale exigée par la réglementation thermique. A titre de

comparaison, la résistance thermique équivalente de 6 cm de laine de verre est de 2,28 m².K/W.

Le produit réfléchissant seul ne contribue à cette résistance thermique qu'à hauteur de 20 à 40 % selon sa nature et sa mise en œuvre. Ses deux faces peu émissives procurent aux lames d'air adjacentes éventuelles une meilleure résistance thermique par la réduction des échanges thermiques par rayonnement.

Les lames d'air contribuent à cette résistance thermique à hauteur de 30 à 70 % selon la configuration de la paroi. La résistance thermique d'une lame d'air dépend des paramètres suivants :

- La perméabilité à l'air : Une lame d'air non étanche à l'air pourrait facilement perdre la totalité de sa résistance thermique.

- L'émissivité utile des couches : Une dégradation de l'émissivité par vieillissement et/ou empoussièremement pourrait réduire de moitié la résistance thermique des lames d'air.

- Le gradient de température : La résistance thermique de la lame d'air augmente quand le gradient de température entre les ambiances chaude et froide diminue. L'amélioration maximale possible est de 15 % environ.

- Le sens du flux traversant : En conditions d'hiver, une même lame d'air non ventilée est plus isolante en mur. [9]

L'émissivité se distingue comme facteur de base

I.4.2.A. L'émissivité des PMR :

L'émissivité décrit la capacité d'un matériau à émettre et à absorber l'énergie radiative. Un « corps noir » désigne un objet idéal dont le spectre électromagnétique ne dépend que de sa température, autrement dit, il réémet la totalité de son énergie à toutes les longueurs d'ondes. Les objets réels réémettent une quantité radiative toujours inférieure à celle du corps noir à la même température. Le facteur d'émissivité ϵ représente le rapport entre l'énergie radiative ou flux Φ_r émis par l'objet sur l'énergie émise par le corps noir Φ_b à la même température.

$$\epsilon = \frac{\Phi_r}{\Phi_b} \quad (I.1)$$

L'émissivité est donc sans unité et elle est comprise entre 0 et 100%.

Les PMR sont des produits dont les faces ont une faible émissivité thermique, qui peut varier de 0,05 à 0,2 selon les produits. Ces derniers ont donc la caractéristique de réfléchir une grande partie du rayonnement thermique incident et d'en émettre très peu. Les équations suivantes retirées de la figure ci dessous peuvent nous aider à mieux décrire le principe de

fonctionnement d'un PMR.

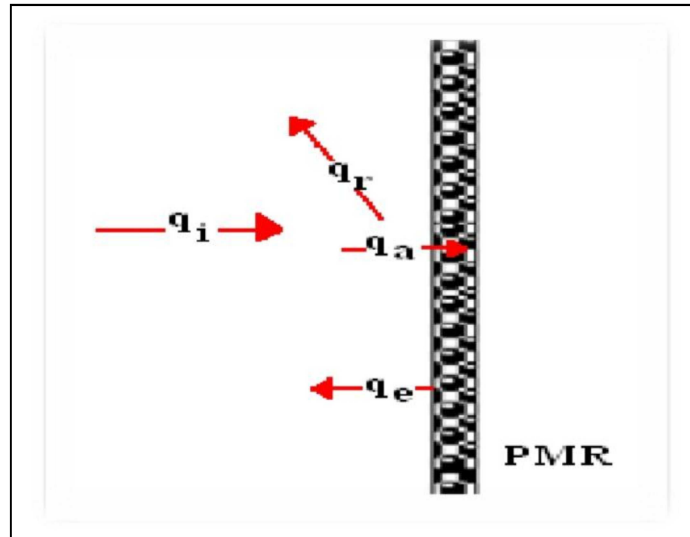


Figure (I.6) : Principe de fonctionnement d'un PMR

$$\left\{ \begin{array}{l} q_r = (1 - \varepsilon) \\ q_a = \alpha q_i = \varepsilon q_i \quad (\text{approximation des corps gris}) \\ q_e = \varepsilon M^0 = \varepsilon \sigma T_{PMR}^4 \end{array} \right.$$

Où q_i , q_r , q_a , et q_e représentent respectivement les densités de flux incident, réfléchi, absorbé et émis (W/m^2). Les paramètres α et ε sont les propriétés radiatives du PMR, respectivement le coefficient d'absorption et l'émissivité, T est la température du PMR, M^0 est l'émittance d'un corps noir dans les mêmes conditions de températures et σ est la constante de Stefan-Boltzmann.

Il ressort de ces équations que, pour une émissivité de 0,05 des faces réfléchissantes du PMR, seulement 5 % de l'énergie incidente est absorbée. Par ailleurs, en considérant que l'émissivité des matériaux généralement utilisés dans le bâtiment est de l'ordre de 0,9, un PMR, dans les mêmes conditions de température, émettra 5,5 % de l'énergie émise par les autres matériaux du bâtiment. [10]

I.5. Rappel des lois fondamentales et notions de base :

I.5.1. Le transfert de chaleur par convection :

Les échanges de chaleur par convection se produisent entre une paroi solide et un fluide (liquide ou gaz). L'étude détaillée de ces mécanismes d'échange est complexe et fait appel aux connaissances de la mécanique des fluides pour caractériser le mouvement du fluide et à la thermique pour évaluer les quantités de chaleur échangée.

I.5.1.A. Convection naturelle ou libre :

Au contact d'un corps chaud, la température d'un fluide s'élève des les premières couches voisines créant un gradient de température ainsi qu'une différence de masse volumique (le fluide se dilate, son poids volumique diminue). Le fluide chauffé a donc tendance à s'élever par rapport au fluide environnant (poussée d'Archimède). Un écoulement se met donc en place au sein du fluide, le fluide chaud étant remplacé par du fluide froid. Cet écoulement se maintient tant que la source de chaleur existe. [11]

I.5.2. Etude bibliographiques de la convection naturelle dans les cavités d'air :

La plupart des études numériques traitent le problème de la convection naturelle dans les espaces confinés par des simulations 2D. L'écoulement dans la troisième direction Z est considéré négligeable, surtout quand la longueur dans la troisième dimension W est largement supérieure à celle entre les parois actives.

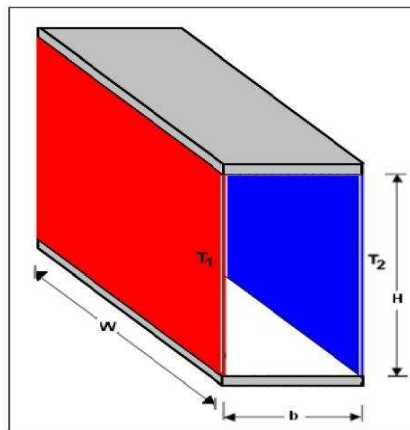


Figure (I.7) : Cavité 3D chauffée différenciellement

Manz (Manz, 2003)[12] a vérifié cette hypothèse en calculant le nombre de Nusselt obtenu pour une cavité tridimensionnelle d'allongement $A = 20$ d'où un allongement $A = \frac{H}{b}$ est sans unité et de troisième dimension W égale à 0,4 m (figure I.6). L'écart obtenu entre les deux nombres de Nusselt calculés d'après les simulations 3D et 2D est inférieur à 2 % et ceci pour des nombres de Rayleigh allant de $2,8.10^3$ à $9,1.10^5$. Outre les dimensions et les

conditions thermiques des surfaces délimitant la cavité, des articles de la littérature ont insisté sur l'importance de l'effet de l'angle d'inclinaison de la lame d'air sur le régime du flux convectif intérieur et sur le transfert thermique à travers cette cavité. Buscalioni (Buscalioni, 1998)[13] a démontré qu'au-delà d'une certaine valeur du nombre de Rayleigh, l'inclinaison de la lame d'air peut créer des instabilités ainsi que l'établissement de mécanismes complexes inattendus.

La densité de flux non radiatif q échangé entre les deux parois isothermes d'où l'air est au milieu s'exprime en fonction du h_m le coefficient d'échange convectif :

$$q = h_m(T_2 - T_1) \quad (I.2)$$

Pour cela, les nombres adimensionnels Nusselt, Rayleigh et Prandtl interviennent Voir (Annexe 1).

Le Nusselt en premier il représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Ce nombre de Nusselt présente dans sa formule la densité de flux non radiatif q et est donné par la formule suivante :

$$Nu_b = q \frac{b}{\lambda \Delta T} \quad (I.3)$$

Avec : $\Delta T = T_2 - T_1$

Où q est la densité de flux thermique moyen non radiatif (W/m^2), b est l'épaisseur de l'espace entre parois isothermes (m), λ est la conductivité thermique de l'air à T_m ($W/(m.K)$), T_1 et T_2 les températures respectives des deux parois isothermes chaude et froide (K). Ce nombre adimensionnel peut être basé sur l'épaisseur de la cavité (Nu_b) ou sur sa hauteur (Nu_H). Dans notre étude sur les lames d'air, le nombre de Nusselt sera basé sur l'épaisseur entre les parois actives comme dans la plupart des études trouvées dans la littérature. Le nombre de Rayleigh est défini par l'expression suivante :

$$Ra_b = \frac{g\beta\Delta T b^3}{\nu^2} \times Pr \quad (I.4)$$

La densité du flux de chaleur échangé entre les deux surfaces isothermes q exprimée dans le nombre de Nusselt est donc donnée par la fonction de dépendance suivante :

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, Pr, A) \quad (I.5)$$

Dans notre étude, le fluide présent dans les cavités fermées est de l'air. Le nombre de Prandtl peut alors être considéré comme une constante égale à 0,71. Par la suite le nombre de Nusselt est fonction du nombre de Rayleigh et de l'allongement A .

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, A) \quad (I.6)$$

Parmi les premiers chercheurs Batchelor (Batchelor, 1954)[14], a étudié la convection naturelle dans les espaces fermés, la solution du problème intégrant les résultats des profils de

vitesse et de température à l'intérieur de la cavité peut être exprimée en termes du nombre de Rayleigh Ra , du nombre de Prandtl Pr et de l'allongement A de la cavité, qui est le rapport de la hauteur H des parois actives sur l'épaisseur b . Voir (figure I.7).

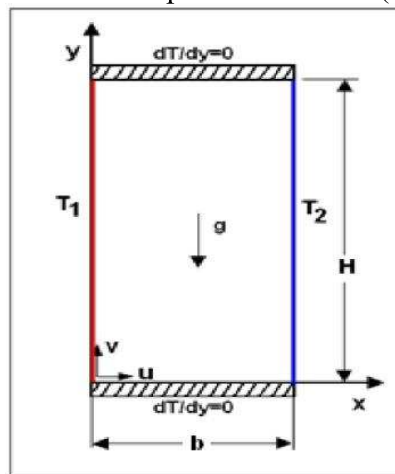


Figure (1.8) : Cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement.

I.5.2. Cavités verticales chauffées différentiellement :

Le transfert thermique par convection naturelle et l'écoulement d'air dans les lames d'air verticales ont fait l'objet de plusieurs études numériques et expérimentales. Ces cavités verticales allongées intégrées dans le bâtiment se trouvent essentiellement dans les unités d'isolation des fenêtres (double vitrage), les murs multicouches, les façades à double peaux, les portes, les façades intégrant des capteurs solaires à air et les panneaux d'isolation transparents ou à faces peu émissives.

Le gradient de température étant orthogonal à l'accélération de pesanteur, il n'existe pas un d'état d'équilibre mécanique puisqu'au moindre écart de températures entre les parois verticales actives, un mouvement convectif est généré. Les premiers travaux réalisés sur l'étude des phénomènes thermiques ayant lieu dans les lames d'air verticales sont des études expérimentales qui établissent des corrélations basées sur les résultats des essais obtenus. Wright (Wright, 1996)[15] discute dans son article de la validité de ces expériences et des corrélations établies.

Eckert et Carlson (Eckert, 1969)[16] ont étudié expérimentalement le champ de température au sein des cavités verticales fermées chauffées différentiellement. Ils ont proposé la classification des écoulements d'air au sein de ces cavités en trois régimes : le régime de conduction, de transition et de couche limite. Le principal critère de différenciation entre ces régimes est le gradient de température horizontal dans la zone centrale de la cavité.

Benkhelifa (Benkhelifa thèse, 2006)[17] dans le cadre des travaux de sa thèse a pu déceler les instationnarités de convection naturelle qui apparaissent en premier dans une

cavité d'air chauffée différentiellement d'un allongement A égal à 4 pour différentes inclinaisons et ceci en faisant varier progressivement le paramètre de contrôle principal c'est-à-dire l'écart de température entre les parois actives. Benkhelifa a montré que, pour les cavités verticales, le premier mode instationnaire n'apparaît que pour des nombres de Ra_b (basé sur l'épaisseur de la cavité) de l'ordre de $1,32 \cdot 10^6$ et qu'il existe trois régimes d'écoulement depuis l'état stationnaire, à savoir le régime mono-périodique, le régime quasi-périodique et le régime chaotique. Ce dernier n'apparaît que pour des Ra_H (basé sur la hauteur de la cavité) de l'ordre de 10^8 . Les résultats qu'il a retrouvés sont conformes à ceux d'autres auteurs.

Les travaux de Wright (Wright, 2006)[18] sur la visualisation des phénomènes de convection dans des espaces confinés ont également montré l'apparition de cellules secondaires quand un certain Ra critique est dépassé. Bergholz (Bergholz, 1978)[19] a établi une corrélation pouvant déterminer le Rayleigh critique au-delà duquel l'écoulement devient multicellulaire ; elle est définie par l'expression suivante :

$$Ra = 8000 \left(1 + \frac{5}{A}\right) Pr \quad (I.7)$$

Cependant, le but de notre étude est de trouver le flux de transfert thermique par convection naturelle à travers les lames d'air verticales, c'est-à-dire d'estimer la valeur du Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh et de l'allongement. Pour cela les écoulements multicellulaires ayant lieu dans le centre de la cavité, loin des extrémités de la lame d'air, ne seront pas étudiés. Pour le domaine d'habitat, les phénomènes convectifs mis en jeu sont extrêmement complexes. Etant donné que le champ de vitesse dans le fluide dépend de son champ de température, la convection naturelle est le siège d'un couplage des problèmes mécaniques et thermiques qui doivent être résolus simultanément et qui sont influencés par les propriétés thermodynamiques du fluide, les écarts de températures et la géométrie des systèmes concernés (Bejan, 1993)[20]. Les études numériques de ces problèmes d'écoulement consistent alors à résoudre un système complexe d'équations différentielles qui prend en compte le couplage de l'aspect dynamique et thermique de l'écoulement. Pour cela un bon choix des conditions aux limites et du régime d'écoulement est nécessaire afin de résoudre correctement le problème.

Pour les écoulements laminaires, les modèles numériques actuels sont capables de résoudre facilement les problèmes de convection naturelle dans les espaces confinés. Par contre, pour les écoulements instationnaires voire turbulents, les recherches se sont multipliées afin de cerner les phénomènes qui provoquent l'apparition des instationnarités et les modèles numériques présentent jusqu'à aujourd'hui des limites de résolution.

I.5.3. Modélisation des écoulements de convection naturelle :

La modélisation numérique est donc réalisée à l'aide de l'outil CFD Fluent, pour visualiser les écoulements de convection naturelle et étudier le transfert thermique au sein des cavités d'air ventilées par le bas.

I.5.3.A. La mise en équation du système:

Les équations régissant les mouvements d'un fluide l'expriment à travers les trois fondamentales lois de conservation : la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie.

- **Equation de continuité**

Considérons un écoulement du fluide traversant un volume de contrôle montré dans la figure (I.9). 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.

$$(\text{La masse entrant à AB}) - (\text{La masse sortant de CD}) + (\text{La masse entrant à AD}) - (\text{La masse sortant de BC}) = 0 \quad (\text{I.8})$$

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 :

$$\text{La masse traversant AB par unité de temps} = (\rho u) \cdot (\text{Aire de AB}) = \rho u \cdot dy$$

$$\text{La masse traversant AD par unité de temps} = (\rho v) \cdot (\text{Aire de AD}) = \rho v \cdot dx$$

Alors l'équation (I.8) devient :

$$\rho u dy - \left[(\rho u dy) \frac{\partial(\rho u dy) dx}{\partial x} \right] + \rho v dx - \left[(\rho v dx) + \frac{\partial(\rho v dx) dy}{\partial y} \right] = 0 \quad (\text{I.9})$$

Après la simplification de l'équation (I.9), on obtient l'équation de continuité

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \quad (\text{I.10})$$

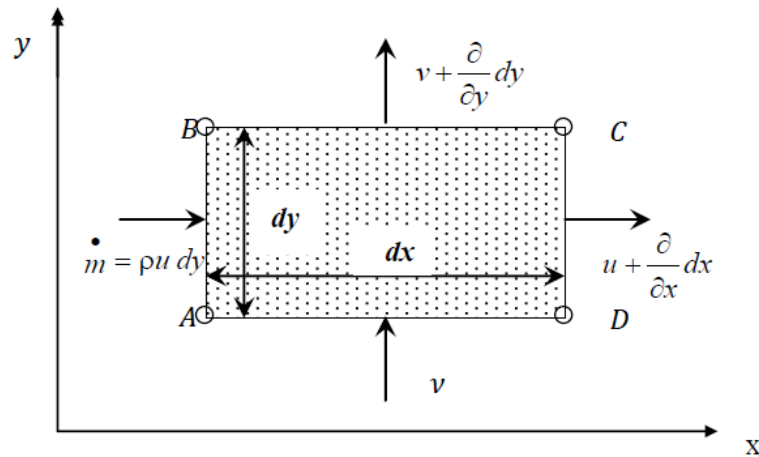


Figure (I.9): Volume de contrôle considéré.

• **L'équation de conservation de quantité de mouvement :**

Est l'équation d'un système de corps soumis à aucune force extérieure mais entrant en collision les uns avec les autres.

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} dx dy + \left[\rho(u^2 dy) + \frac{\partial(\rho u^2 dx)}{\partial x} - \rho(u^2 dy) \right] + \left[\rho(uv dx) + \frac{\partial(\rho v u dx) dy}{\partial y} - \rho(vu dx) \right]$$

$$= \rho dy - \left[\rho(dy) + \frac{\partial(\rho dy) dx}{\partial x} \right] + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] dx dy$$

Suivant la direction (x) et en divisant par dx dy :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \left[\rho u^2 + \frac{\partial \rho u v}{\partial x} \right] = - \frac{\partial \rho}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]$$

Le terme gauche de l'équation peut être exprimé comme suit :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$= \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right] + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y}$$

Le terme représentant l'équation de continuité est nul donc l'équation devient :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial v}{\partial y} + v \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \tag{I.11}$$

Suivant la direction (y) :

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} dx dy + \rho v^2 dx + \frac{\partial(\rho v^2 dx) dy}{\partial y} - \rho v^2 dx + \rho v dy + \frac{\partial(\rho v dy) dx}{\partial x} - \rho v dy$$

$$= p dx - \left[p dx + \frac{\partial(\rho dx) dy}{\partial y} \right] + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) dx dy - \rho' g dx dy.$$

La simplification de l'équation donne un écoulement permanent

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial v}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - \frac{\rho'}{\rho} g. \tag{I.12}$$

D'où ρ' est ma la masse volumique qui change a chaque variation de paramètre

L'équation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right]. \tag{I.13}$$

I.5.3.B. Modélisation d'une lame d'air verticale :

La configuration étudiée est représentée sur la figure (1.10). Il s'agit d'une cavité parallélépipédique d'épaisseur b , de hauteur H .

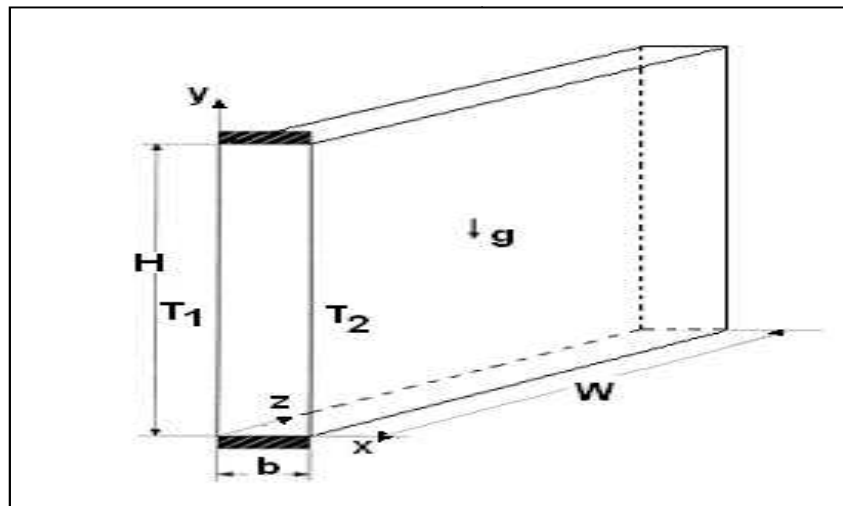


Figure (1.10) : Configuration géométrique du modèle 3D et 2D de lame d'air.

La hauteur H est fixée à 0,5 m. La largeur est également fixée à 0,5 m. La modification de l'épaisseur b crée les variations de l'allongement, b prend les valeurs suivantes : 5cm, 2,5cm et 2 cm. L'allongement vertical prend donc les valeurs respectives suivantes : 10, 20 et 25.

Le fluide à l'intérieur de la cavité est considéré newtonien et incompressible. Puisqu'on étudie le transfert de chaleur qui se produit uniquement par convection naturelle, le rayonnement n'est pas pris en considération dans le modèle numérique. La dissipation de la chaleur par frottement visqueux est négligée. L'approximation de Boussinesq est considérée. Le fluide à l'intérieur de la cavité est de l'air ($Pr = 0,71$).

Pour les conditions aux limites des parois, des conditions de non-glissement sur toutes les parois de la cavité sont adoptées. Les deux parois verticales sont considérées isothermes.

T1 est la température de la paroi chaude et T2 celle de la paroi froide. Les autres surfaces délimitant la cavité sont considérées adiabatiques, donc à flux thermiques nuls ($\frac{\partial y}{\partial t} = 0$).

L'accélération gravitationnelle g est prise en considération, elle a une valeur de 9,81 m/s.

L'étude est réalisée pour différents nombres de Rayleigh obtenus par variation de l'écart de températures entre les deux parois chaude et froide et différentes dimensions de la cavité. Plusieurs allongements sont pris en compte allant de 10 à 25 ainsi que des écarts de températures de 10 K à 50 K entre paroi froide et paroi chaude balayant ainsi une plage pour le nombre de Rayleigh allant de 10^2 à $4 \cdot 10^5$. Puisque le régime d'écoulement devient transitoire à partir d'un nombre de Rayleigh de 10^8 et turbulent depuis 10^{10} , le nombre de Rayleigh des différentes lames d'air verticales prises en compte dans cette étude reste toujours inférieur au Ra critique. Le modèle utilisé pour les simulations numériques réalisées est donc le modèle d'écoulement laminaire. Afin d'obtenir des résultats satisfaisants et précis, le maillage adopté durant toute l'étude numérique est un maillage non uniforme suivant la direction définie entre les deux parois actives. Etant donné que l'écoulement près des parois isothermes présente des phénomènes de couche limite (les effets visqueux sont prépondérants) et des variations plus importantes des propriétés thermophysiques de l'air, une résolution très fine du maillage est alors choisie près des parois. Le maillage a été vérifié avant d'être adopté.

Au cours des calculs numériques, les échanges thermiques seront caractérisés par le nombre de Nusselt moyen Nu_m donné par l'expression suivante :

$$Nu = \int_0^H Nu \, dy.$$

Ce nombre de Nusselt sera calculé pour chaque simulation numérique en utilisant la densité de flux thermique moyen échangée entre les deux surfaces isothermes obtenue par calcul numérique :

$$Nu = \frac{hb}{\lambda} = \frac{qb}{\lambda \Delta T}. \quad (I.14)$$

I.6. Validation du modèle

La modélisation précédente suivie du calcul numérique par Fluent du flux de chaleur puis de nombre Nusselt et nombre de Rayleigh, une comparaison de résultat obtenues et ceux retirés des études antérieures est réalisé.

I.6.1. Résultats numériques :

Les valeurs du nombre de Nusselt calculées par des simulations numériques sont comparées aux différentes corrélations de la littérature et ceci pour un même allongement de cavité : 10, 20, 25. Le calcul du nombre de Nu moyen se fait d'après l'équation

$$\text{Nu}(x) = q \frac{x}{\lambda \Delta T}. \quad (\text{I.15})$$

Pour un allongement de 10, la figure montre que les résultats de simulations numériques sont rapprochés de la courbe de Yin[21] et ceux d'ElSherbiny[22] sauf pour la différence de température de 50K cela est due pour être au maillage, qui doit être plus raffiné pour une telle différence de température.

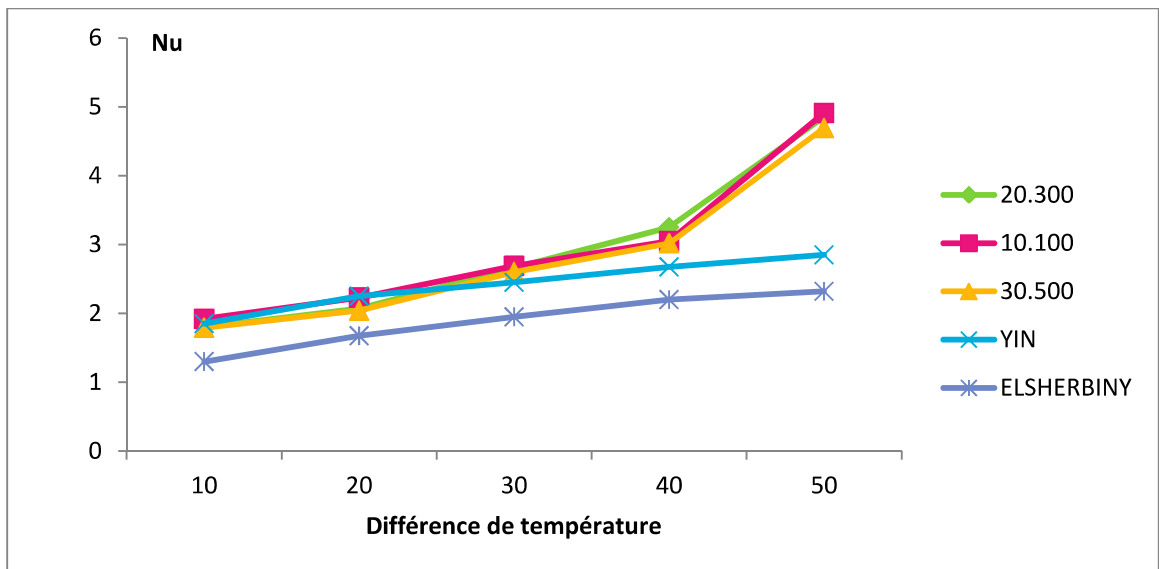


Figure (I.11) : Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature pour un allongement $A=10$.

Pour un allongement de 20, la figure (I.10) montre que les résultats de simulations numériques sont aussi rapprochés de la courbe de [Yin] seulement pour le maillage (10.100)

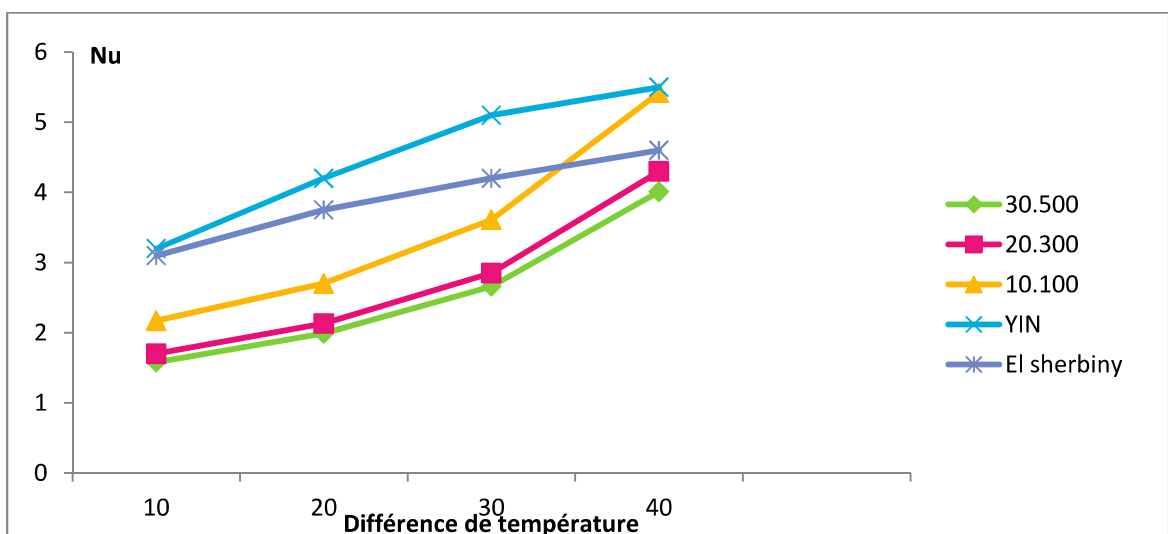


Figure (I.12) : Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature pour un allongement $A=20$

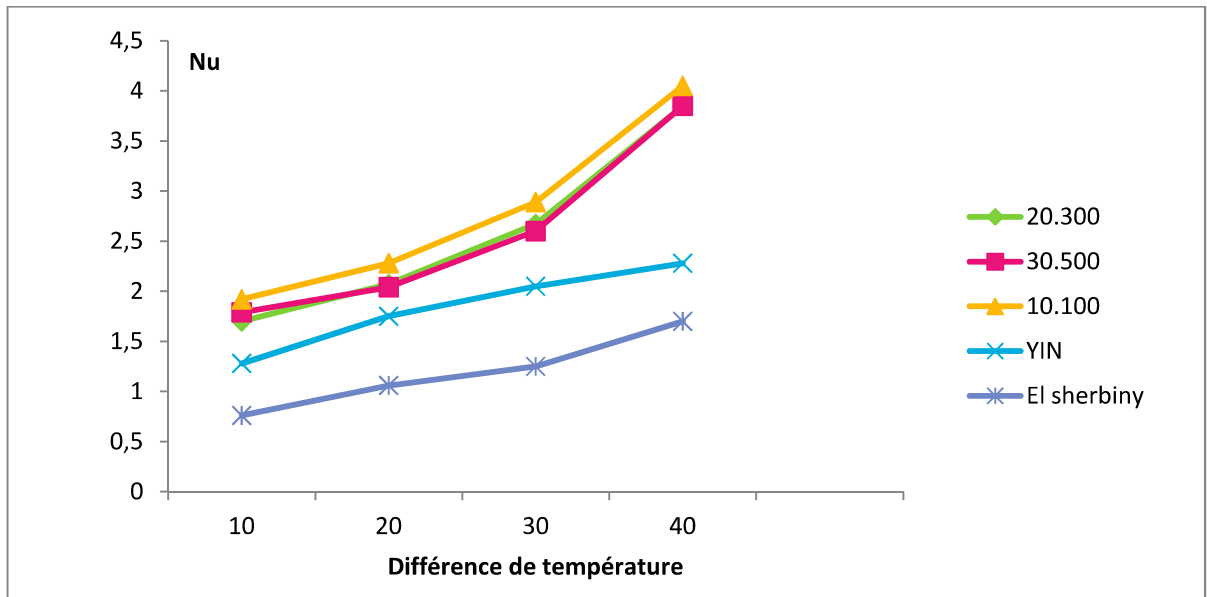


Figure (I.13) : Comparaison des résultats de modèle numérique avec les corrélations de la littérature $A=25$.

Cette dernière apparaît un peu éloignée des valeurs de littérature cela peut être due aux conditions imposées sur fluide soit les températures soit l'allongement.

Les figures (I.10) et (I.11) et (I.12) permettent de conclure que pour chaque nombre de Ra représenté ici par la différence de température entre les deux parois, les deux corrélations de la littérature [Yin] et [El Sherbiny]) donnent des valeurs de Nusselt rapprochées de celles obtenues par notre modélisation numérique. Surtout dans le cas des allongements $A=10$. Pour différents maillages et proche avec un maillage de (100.10) nœuds pour un allongement de $A=20$ et éloigné de ceux d'un allongement de $A=25$.

I.7. Conclusion

La résolution du problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées intégrées dans les enveloppes du bâtiment a consisté à déterminer la quantité de chaleur échangée à travers les lames d'air dans les modèles de parois et de toitures complexes intégrant les PMR. Ce chapitre étudie le problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées, verticales, chauffées différenciellement. Une étude bibliographique a été réalisée afin de définir les paramètres qui régissent le régime d'écoulement à l'intérieur de la cavité. Les études expérimentales et numériques, réalisées par différents auteurs sur ce sujet,

ont permis de déterminer et visualiser les différents régimes d'écoulement et le déclenchement des instationnarités à partir d'un certain couple critique : nombre de Rayleigh et allongement.

L'étude numérique réalisée sous le code CFD Fluent nous a donc permis d'une part de valider les simulations numériques en comparant les résultats à ceux obtenus par les corrélations retenues de la littérature et d'autre part de faire une application sur un modèle physique réel d'un cabinet de BTS (Base Transceiver Station).

Dans le chapitre suivant, une étude numérique des différents paramètres et pour plusieurs configurations de lames d'air fermées vont servir à représenter les échanges thermiques convectifs ayant lieu dans les lames d'air fermées intégrées dans le modèle de BTS paroi verticale isolée avec des PMR.

II.1. Introduction :

En quelques décennies, les simulations numériques sont devenues un outil privilégié d'investigation dans les sciences et les technologies. Elles ont pour but de reproduire par le calcul le comportement d'un système décrit par un modèle très souvent constitué d'équations aux dérivées partielles. Ces équations correspondent à la traduction mathématique de lois scientifiques.

Pour notre cas, après l'obtention de données expérimentales du site prévu, on commence notre simulation caractérisée par l'utilisation du logiciel de modélisation et maillage GAMBIT, et le code de calcul numérique FLUENT (l'utilisation du modèle k- ϵ (voir annexe 2) pour les régimes d'écoulement turbulents) pour résoudre les équations décrivant le problème traité. La modélisation du modèle physique (la BTS) prendra plusieurs formats agissant sur l'épaisseur de la lame d'air, ainsi que différents maillages pour obtenir des résultats optimaux.

II.2. Description du problème :

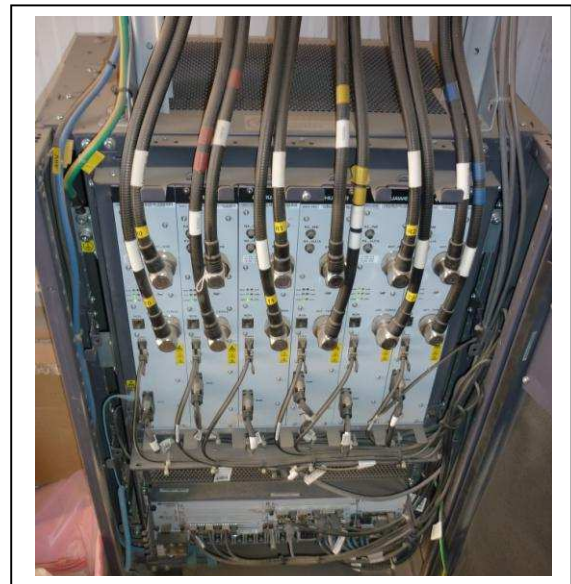
II.2.1. Le modèle physique :

Le modèle physique étudié est un cabinet de BTS (Base Transceiver Station) un ensemble d'émetteurs-récepteurs. Elle gère les problèmes liés à la transmission radio (modulation, démodulation, égalisation, codage correcteur d'erreur...). Elle réalise aussi des mesures radio pour vérifier qu'une communication en cours se déroule correctement (évaluation de la distance et de la puissance du signal émis par le terminal de l'abonné. Elle est le premier élément électronique actif du réseau GSM, vu par le mobile. C'est l'élément intermédiaire entre le BSC qui reçoit des informations, donne des ordres et le mobile qui les exécute.

Une BTS est composée d'un équipement de transmission contenu dans le cabinet (ce qui nous concerne) : une grande armoire métallique, parfaitement blindée électriquement, hermétique, climatisée l'été et chauffée en hiver (si nécessaire) pour conserver une température de fonctionnement constante. Elle est modulaire, elle contient des emplacements pour des cartes électroniques qui sont ajoutées suivant les besoins du site. C'est aussi une unité de commande qui est la partie essentielle de la BTS, L'alimentation de l'unité de transmission se fait avec la tension du réseau (alternatif ensuite converti en courant continu).

Des batteries sont associées à cette alimentation, pour permettre un fonctionnement de plusieurs heures en cas de coupure de courant. Elle est aussi équipée des alarmes, des unités de climatisations et des convertisseurs et régulateur de tension. [23]

Comme montré dans la figure **La BTS** de dimensions (2.8m x1.8m x 3m) située dans un endroit désertique exposée a des conditions climatiques sévères et contenant des appareils qui dégagent de la chaleur pour cette raison et pour la maintenir en bonnes conditions de fonctionnement et protéger ces appareils une isolation ainsi qu'un refroidissement pour le cabinet sont indispensables. Pour notre étude La BTS sera considérée recouverte par un double mur constitué d'un Produit Mince Réfléchissant avec une lame d'air entre paroi afin d'observer son influence. Figure(II.1) et Figure (II.2)



Figure(II.1) : Vue extérieure du BTS.

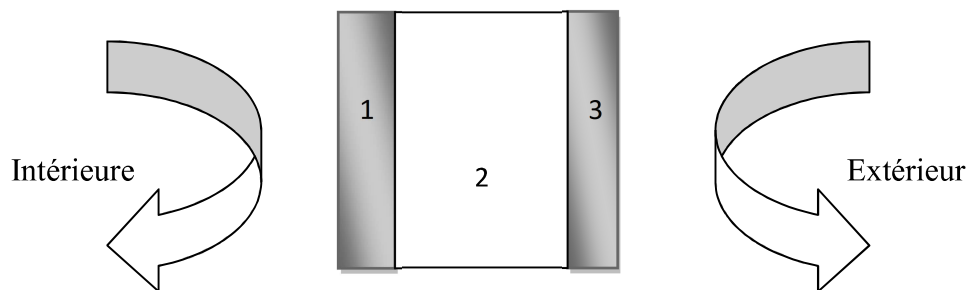
Figure (II.2) : Intérieur et équipements du BTS

II.2.2. Composition et structure :

Le cabinet ; ses quatre murs ainsi que son plafond ont la même construction. Figure (II.3). Ils ont aussi la même composition comme désigné dans le tableau suivant.

Tableau (II.1) : Composition et caractéristiques thermo-physiques des murs extérieurs.[24]

N°	Matériau utilisé	Epaisseur e (m)	Chaleur spécifique Cp (Kj/Kg)	Conductivité thermique λ (W/mC°)	Masse volumique ρ (Kg/m ³)
1	Aluminium	0,025	0,92	237	2750
2	Polyéthylène	0,08	0,19	0.46	1830
3	Aluminium	0.025	0,92	237	2750

**Figure(II.3) :** Différentes couches des murs.[24]

II.3. Modélisation numérique :

Elle est réalisée du même concept de celui de la validation de modèle présenté dans le chapitre précédent : modèle surgit sur les mêmes équations décrivant le système et mêmes hypothèses simplificatrices.

II.3.1. Choix de la méthode numérique :

Dans notre étude, comme déjà mentionné l'utilisation d'un solveur (FLUENT6.3.23) basant sur la méthode des volumes finis voir (annexe.2) n'était pas un jeu de hasard, cette dernière a connue un développement immense d'où elle fait le principe de la plupart les codes généraliste en Mécanique des Fluides. Ainsi que le logiciel de maillage GAMBIT qui est connu par son interface graphique remplie d'option facilitant son utilisation.

Commençant par la construction du maillage

II.3.2 Le logiciel de maillage:

Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit souvent reconnu sous le nom GAMBIT, est le principal outil de prétraitement de FLUENT. Il est l'un des logiciels de prétraitement des Computation Fluid Dynamic (CFD) des modèles de maillage et désigne. Il utilise le graphical user interface (GUI) en introduisant les données, cela rend le processus plus facile des deux coté construction et maillage. L'interface graphique de GAMBIT contient des commandes qui permettent de faire les principales étapes de la construction de maillage, et l'affectation des types de zone et ses conditions aux limites. Ce logiciel permet de varier les domaines de calcul suivant les études. [25]

II.4. Le solveur :

Le maillage obtenu sera traité par le solveur FLUENT (Voir annexe 2)

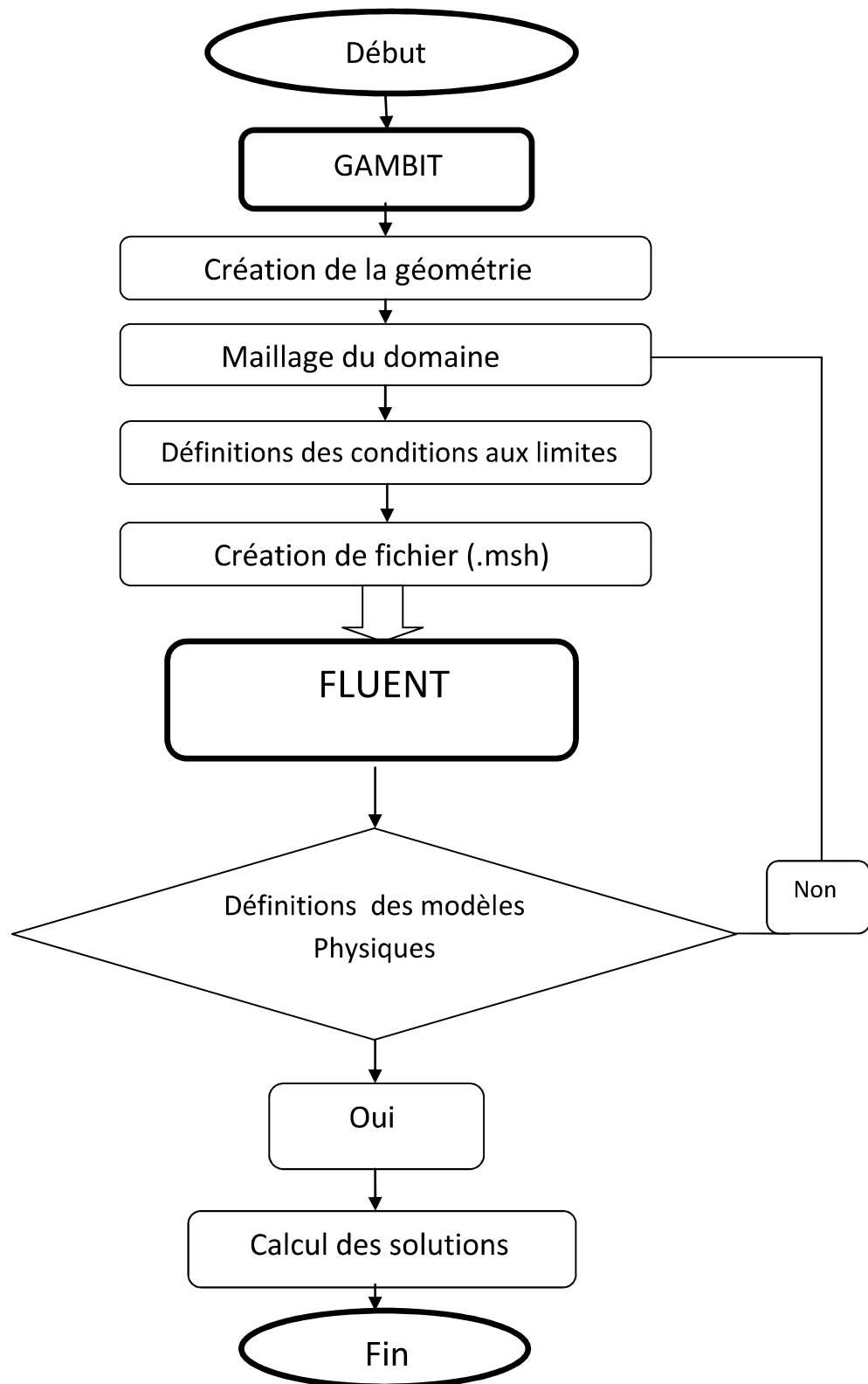
II.4.1. L'approximation de Boussinesq :

Pour décrire le mouvement de convection d'un fluide chauffé par le bas lorsque le champ de vitesse reste faible devant la vitesse du son, les équations de Navier-Stokes compressibles sont trop complexes et les équations de Navier-Stokes incompressibles ne rendent pas compte des forces de flottabilité. L'approximation de Boussinesq permet une formulation incompressible des équations de Navier-Stokes en prenant en compte des forces de flottabilité (Poussée d'Archimède) dues à la dilatation du fluide et induite par une variation de la température

II.4.2. Les hypothèses simplificatrices :

- L'écoulement est bidimensionnel.
- L'écoulement permanent.
- L'écoulement de l'air est turbulent.
- Le fluide est newtonien et l'écoulement est incompressible.
- La température de l'air à l'entrée du canal d'écoulement est égale à la température ambiante.

II.4.3. Etapes de la simulation :

**Figure (II.4) :** Organigramme des étapes de la simulation numérique.

II.5. Choix du maillage :

Le choix du meilleur maillage (nombre de nœuds a découpés le long de la hauteur et l'épaisseur de la géométrie) est fait a partir des résultats obtenus de solveur : Dans tous les problèmes des méthodes numérique, le maillage a un influence directe sur les résultats, 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. Afin de choisir un maillage optimal pour obtenir des résultats numériques acceptables, le maillage est basé sur le principe de la conservation de la masse, et plus précisément sur le fait que l'erreur relative de la différence entre le débit massique entrant et sortant qui est choisi comme critère d'optimisation avec le moindre nombre d'itérations, et aussi la vitesse moyenne de débit a la sortie qui maintient constante a un certain raffinement, Voir Tableau (II.2) et figure (II.5)

Tableau (II.2) : illustration du choix du maillage optimisé.

Maillage	Nbr d'itérations	Différence relative de débit massique entrant et sortant	Vitesse moyenne à la sortie
Cas1 (5.50)	193	8.98×10^{-4}	0.135
Cas2 (10.100)	498	2.36×10^{-6}	0.146
Cas3 (15.150)	679	3.29×10^{-6}	0.149
Cas4 (20.200)	971	2.44×10^{-8}	0.1501
Cas5 (20.300)	1320	3.57×10^{-8}	0.1506
Cas6 (30.400)	11140	5.61×10^{-6}	0.1509
Cas7 (30.500)	12653	5.54×10^{-8}	0.1510
Cas8 (50.500)	14778	3.26×10^{-8}	0.1511

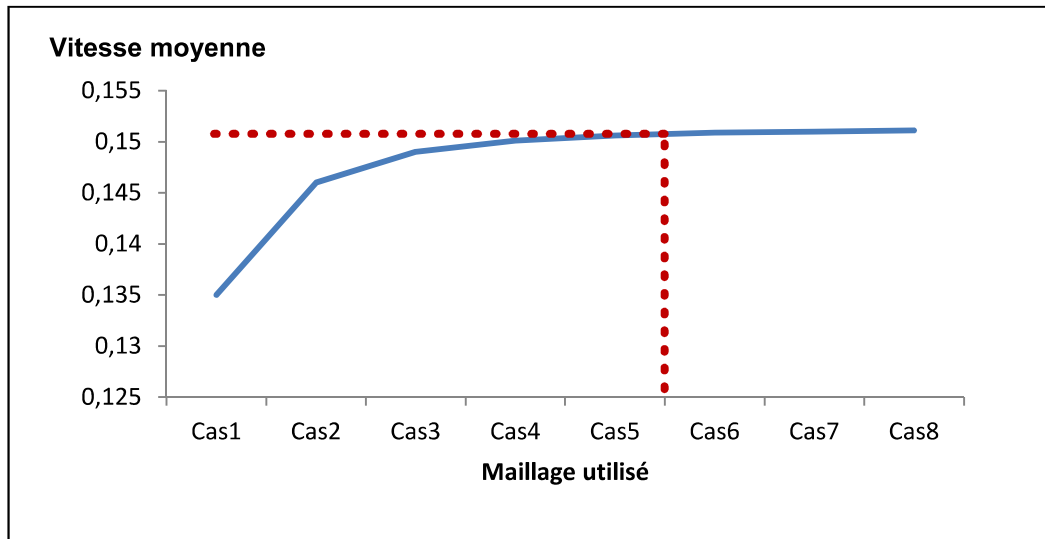


Figure (II.5) : la vitesse moyenne de débit a la sortie pour chaque raffinement.

Une résolution plus fine donne alors la même solution numérique, indépendante de la qualité et du nombre de mailles ou la vitesse à la sortie est constante quoi qu'elle soit (augmente) la densité de maillage. Avec la moindre différence de débit de masse donc le maillage le plus adéquat est de (20.300) nœuds. Cela est le maillage adopté dans cette étude c'est un maillage structuré non uniforme avec un raffinement de la grille au niveau des zones près des parois Voir (Figure II.6).

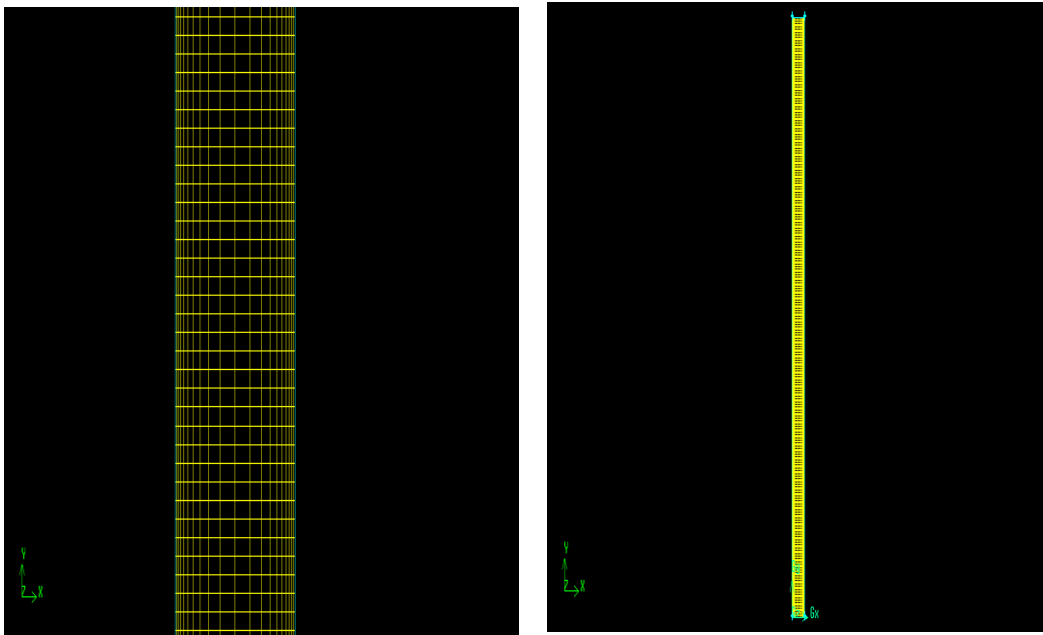


Figure (II.6) : Maillage optimisé et resserré aux parois.

La même procédure est appliquée pour différents allongements qui on été choisis par rapport aux résultats de validation de modèle ; respectivement $A=25$.20 et 10 les résultats sont illustré dans les tableaux ceux-dessous. Pour but d'étudier l'influence de l'épaisseur la lame d'air.

II.6.Résultats de la simulation :

Les températures mesurées au cours des essais expérimentaux (Voir annexe 3) récapitulées dans le tableau (II.4), sont introduites comme des données initiales de calcul, ainsi que les propriétés de l'air correspondantes à la température moyenne qui sont calculés a partir des expressions mentionnées dans tableau (II.3).

Tableau(II.3) : Les expressions des paramètres physiques de l'air. [27]

Désignation	Expression
Température moyen entre l'entrée et la sortie.	$T_m = (T \text{ entrée} + T \text{ sortie}) / 2$
Coefficient de dilatation thermique volumétrique de l'air	$\beta = 1/T_m$
Densité (la masse volumique)	$\rho = [1.1614 - 0.00353 (T_m - 300)]$
Viscosité dynamique	$\mu = [1.846 + 0.00472 (T_m - 300)] \times 10^{-5}$
Viscosité cinématique	$\nu = \mu / \rho$
Conductivité thermique de l'air	$K = [0.0263 + 0.000074(T_m - 300)]$
Chaleur spécifique du fluide.	$C_p = [1.007 + 0.00004(T_m - 300)] \times 10^3$

D'où : $T_{amb} = 303K$, $\beta = 0.0031k^{-1}$, $\mu = 1,9994 \times 10^{-5} Kg/s.m$, $\rho = 1.0877 Kg/m^3$

$\lambda = 0.0278 W/m.K$, $C_p = 1007.83J/Kg.K$

Tableau (II.4) Valeurs moyennes des températures a l'intérieur et a l'extérieur du BTS apartit d'annexe 3.

Mois	Température moyenne	
	Température intérieur	Température extérieur
Janvier	36.92	11.01
Février	39.49	13.79
Mars	49.93	16.90
Avril	45.71	21.19
Mai	51.10	26.93
Juin	55.56	31.53
Juillet	57.11	33.96
Aout	57.95	33.73
Septembre	53.17	29.06
Octobre	49.03	23.14
Novembre	42.16	16.11
Décembre	36.87	11.68

II.6.1. Contrôle de la solution (convergence) :

Pour s'assurer de la convergence des solutions, on présente la courbe des résidus (Figure II.7) des différents paramètres de l'écoulement dans la lame d'air. 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 (II.5) Les résidus pour les différentes équations.

Equation	Quantité de mouvement selon x	Quantité de mouvement selon y	Equation de continuité	Equation de l'énergie	k	epsilon
Résidu	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}

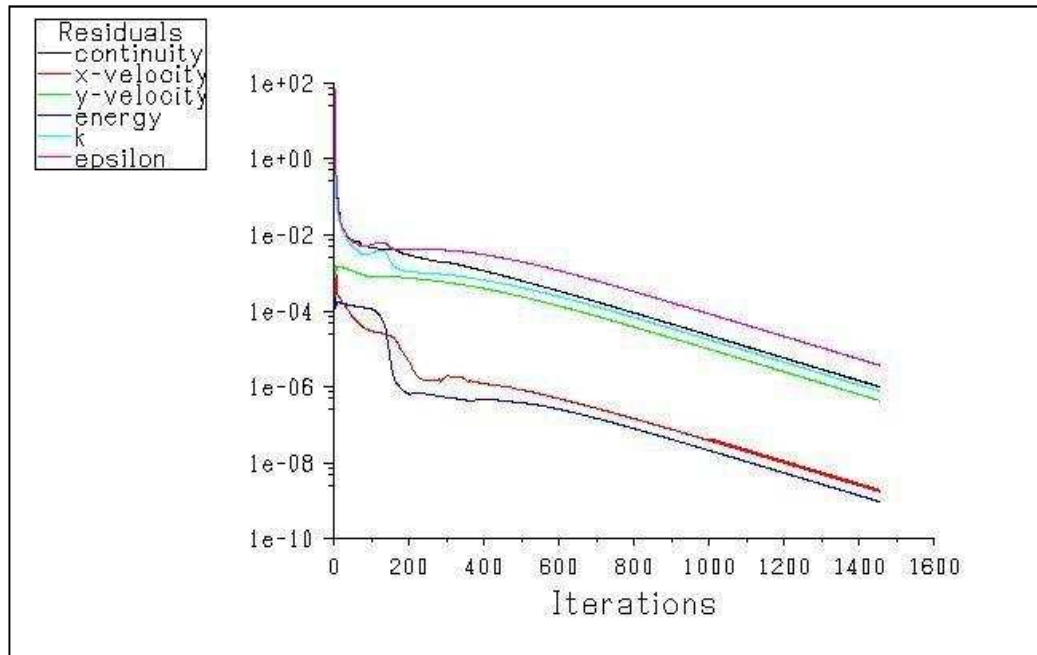
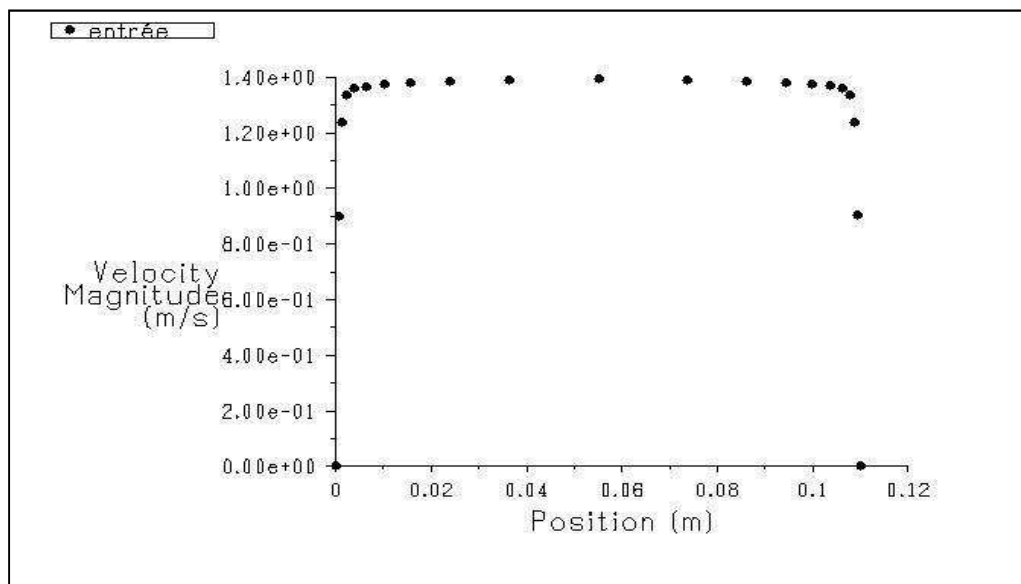


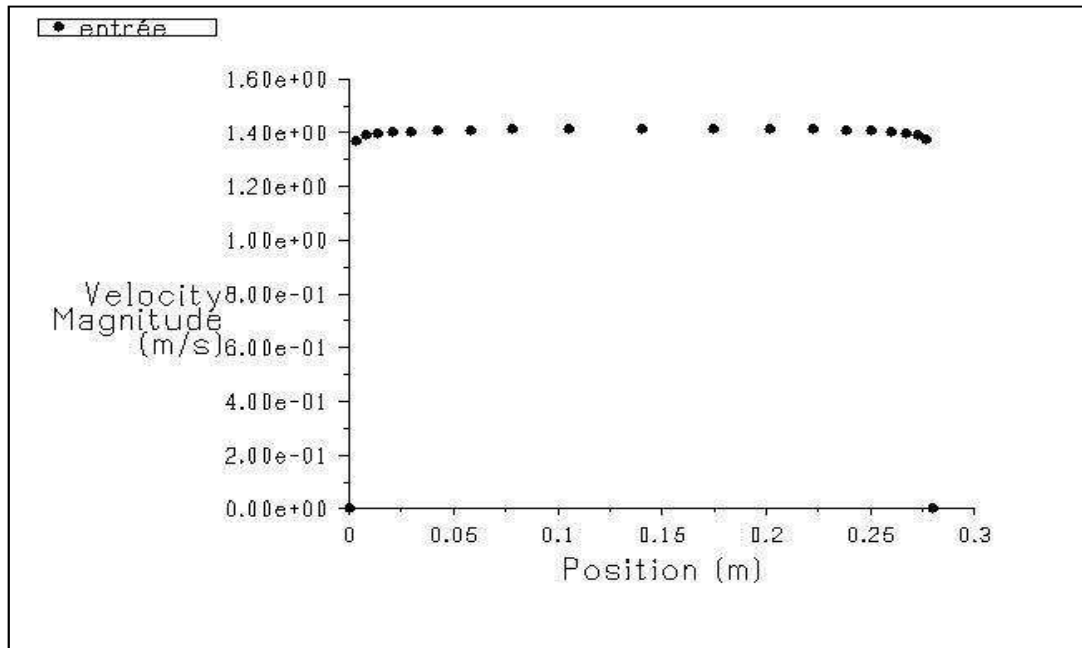
Figure (II.7) : Evolution des résidus.

II.6.2. Profils de vitesse à l'entrée et a la sortie de la cheminée:

Les profils de vitesse à l'entrée sont présentés sur les figures (II.8, II.9) respectivement pour les allongements de 25 et 10

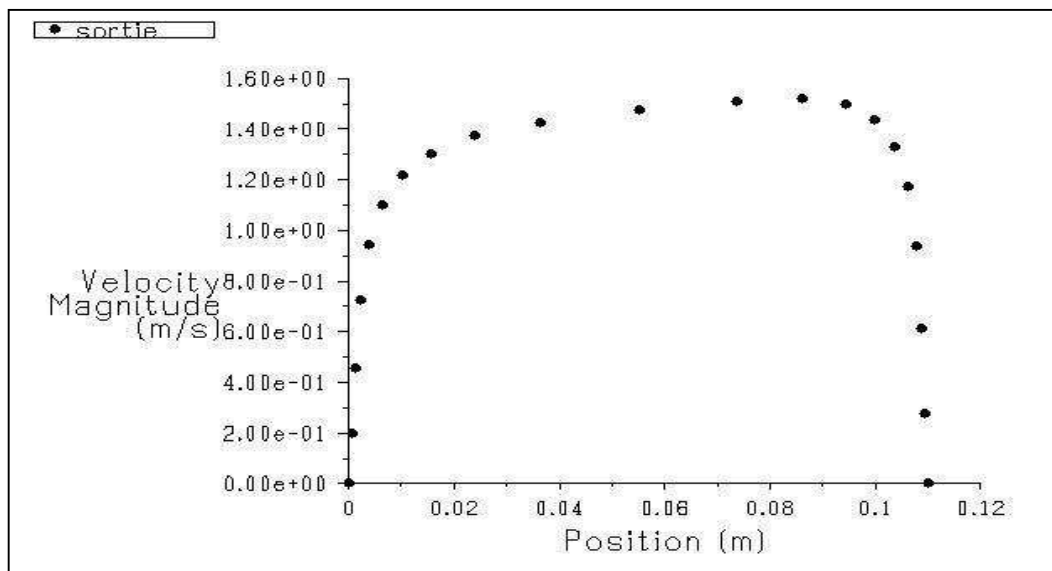


Figure(II.8) : Profil de vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour un allongement $A=25$.

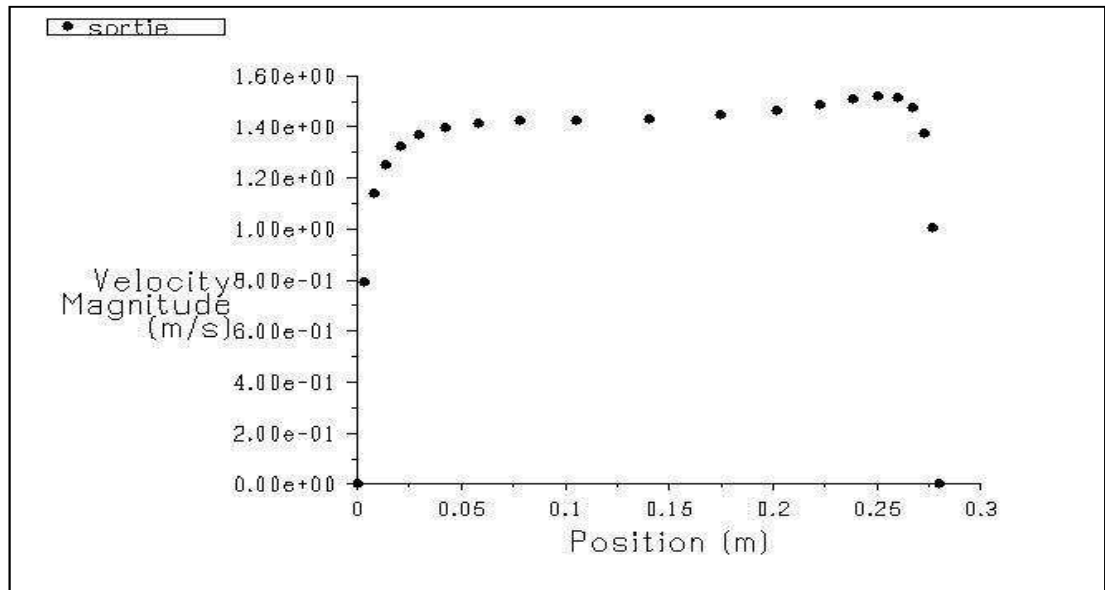


Figure(II.9) : Profil de vitesse de l'air à l'entrée de la cheminée pour un allongement $A=10$.

D'après les figures (II.8, II.9) on observe que le profil de vitesse est aplati le long de la section d'entrée de la cheminée, ce dernier est provoqué par la nature de l'écoulement qui est en régime turbulent. Les vitesses s'annulent sur les parois par effet d'adhérence (la condition à la limite imposée sur les parois).



Figure(II.10) : Profil de vitesse de l'air à la sortie de la cheminée pour un allongement $A=25$.



Figure(II.11) : Profil de vitesse de l'air à la sortie de la cheminée pour un allongement $A=10$.

On remarque d'après les figures (II.10 et II.11) que la vitesse maximale est très proche de la paroi chaude 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. Nous remarquons aussi une chute de la valeur de la vitesse plus nuancée pour l'allongement $A=10$ que dans le premier cas, ceci est dû essentiellement à une épaisseur de la lame d'air plus importante.

II.6.3.Champ dynamique :

Le champ dynamique est présenté dans les figures (II.12 et II.13) respectivement pour les allongements $A=25$ et 10 , pour les mêmes conditions et les paramètres de l'expérience cités ci-dessus.

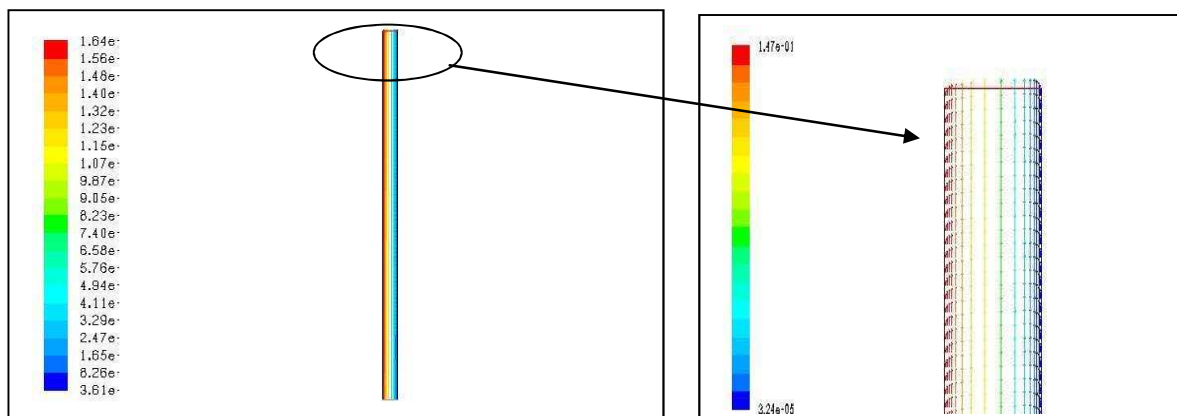
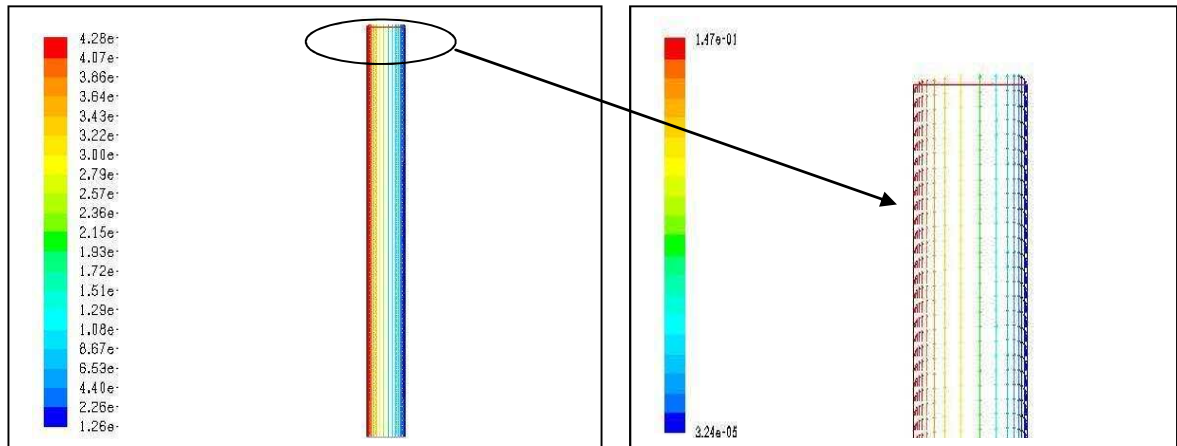


Figure (II.12) Champ dynamique pour un allongement $A=25$.

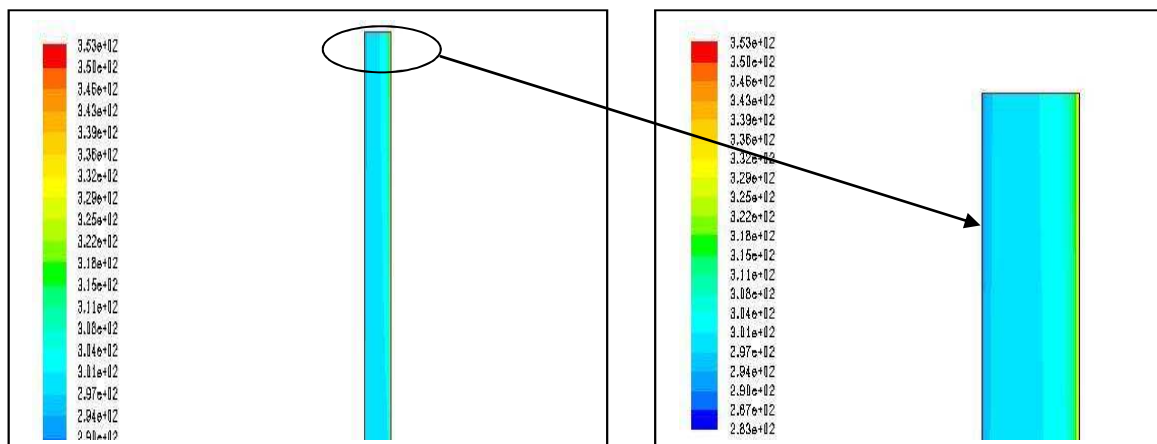


Figure(II.13) : Champ dynamique pour un allongement $A=10$.

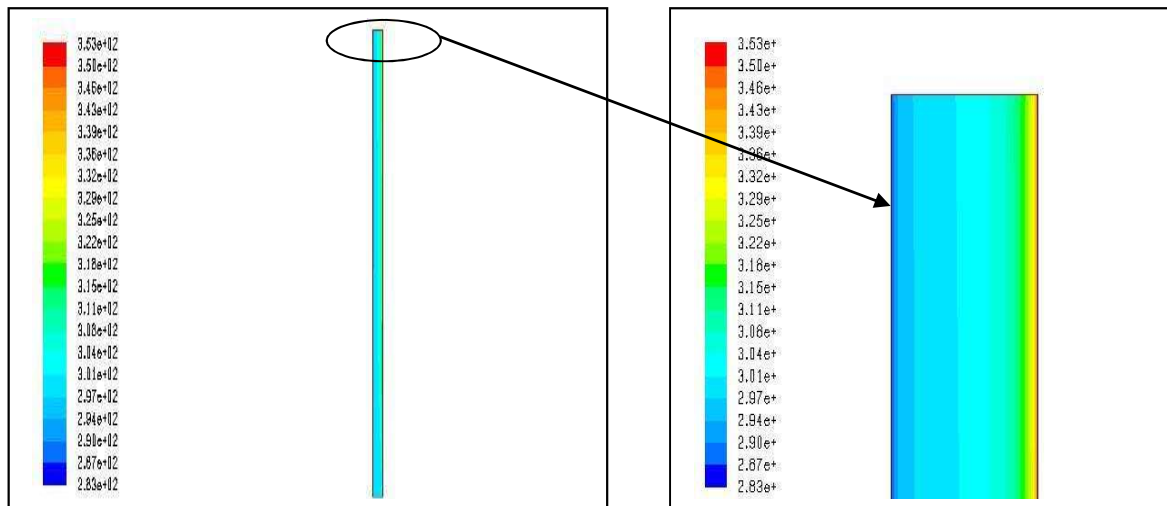
D'après les figures (II.12, II.13) on observe que les vitesses de l'air le long de la paroi chaude sont importantes et maximales sur une même section, et diminuent lorsqu'on s'éloigne de cette paroi. Le transfert thermique entre la paroi et l'air dans la cheminée traduit par une diffusion de la chaleur entre les deux milieux, engendre un gradient fort de température dans cette zone.

II.6.4. Champ thermique :

Les figures (II.14, II.15) représentent respectivement la distribution de la température dans la cheminée pour des allongements $A=25$ et 10 , la chaleur issue du paroi chauffée avec de différence de température de $30K$ (intérieur du BTS) est située dans la lame d'air et transportée le champ de vitesse vers le haut crée par convection naturelle. Pour le même nombre de Rayleigh, l'intensité de la convection diffère suivant l'épaisseur de la lame d'air. En effet, plus l'épaisseur diminue, plus la convection s'amplifie.



Figure(II.14) : Champs thermique pour un allongement $A=25$.



Figure(II.15) : Champs thermique pour un allongement A=10.

Tableau (II.6) : Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement A=25.

$\Delta T(K)$	Nbr d'itérations	Différence entre le débit massique entrant et sortant(%)	Valeurs de nombre de Nu	Valeurs de nombre de Ra
10	1344	3.052×10^{-7}	207.32	1.26×10^6
20	1331	3.28×10^{-7}	244.86	2.5×10^6
30	1320	4×10^{-7}	297.22	3.99×10^6
40	1310	4.75×10^{-7}	375.43	5.06×10^6
50	1300	7.551×10^{-7}	505.31	6.33×10^6
60	1289	7.95×10^{-7}	764.41	7.5×10^6
70	1275	1.7×10^{-6}	1540.83	8.8×10^6

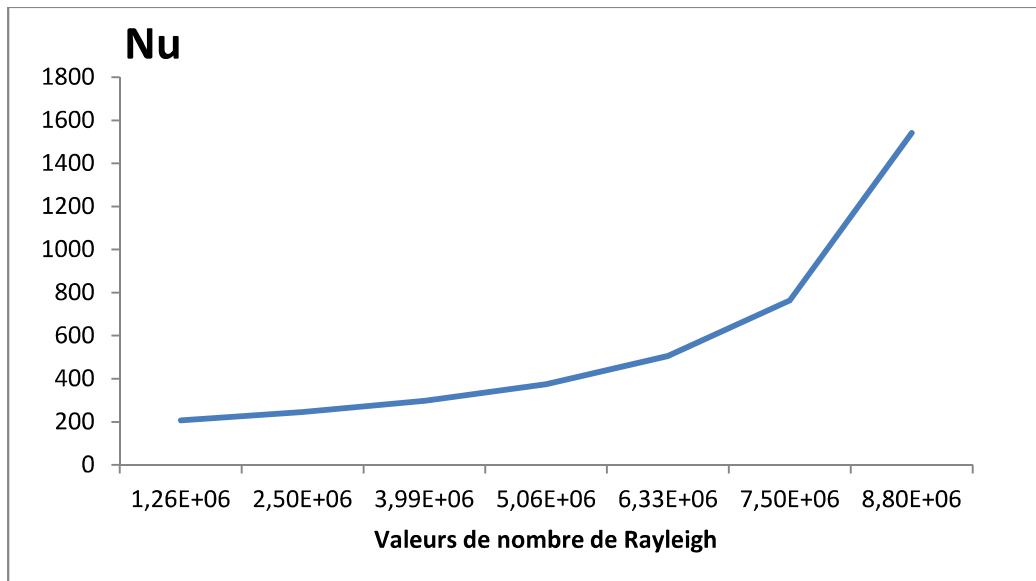


Figure (II.16) : valeur de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement $A=25$.

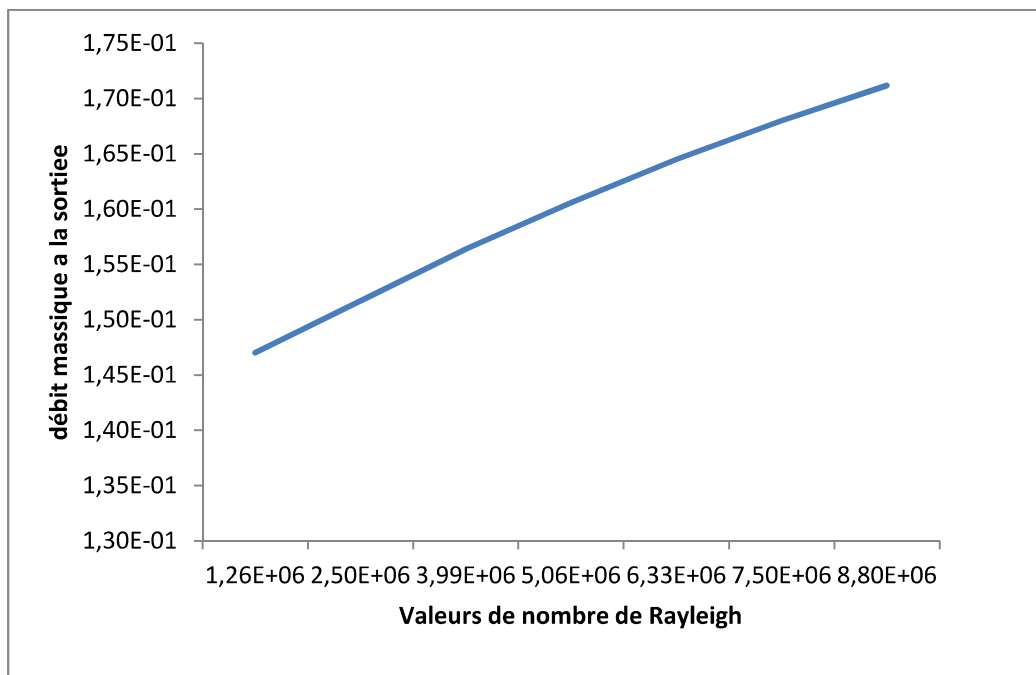


Figure (II.17) : débit massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement $A=25$.

Tableau(II.7) : Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement $A=20$.

$\Delta T(K)$	Nbr d'itérations	Différence entre débit massique entrant et sortant(%)	Valeurs de nombre de Nu	Valeurs de nombre de Ra
10	1253	1.38×10^{-6}	167.53	$1,8 \times 10^7$
20	1243	3.194×10^{-6}	209.09	3.7×10^7
30	1232	4.702×10^{-7}	299.61	5.640×10^7
40	1229	2.6422×10^{-6}	386.33	7.5×10^7
50	1229	8.21×10^{-8}	426.44	9.4×10^7
60	1231	8.11×10^{-7}	649.43	11.28×10^7
70	1229	2.20×10^{-7}	1308.6	13.16×10^7

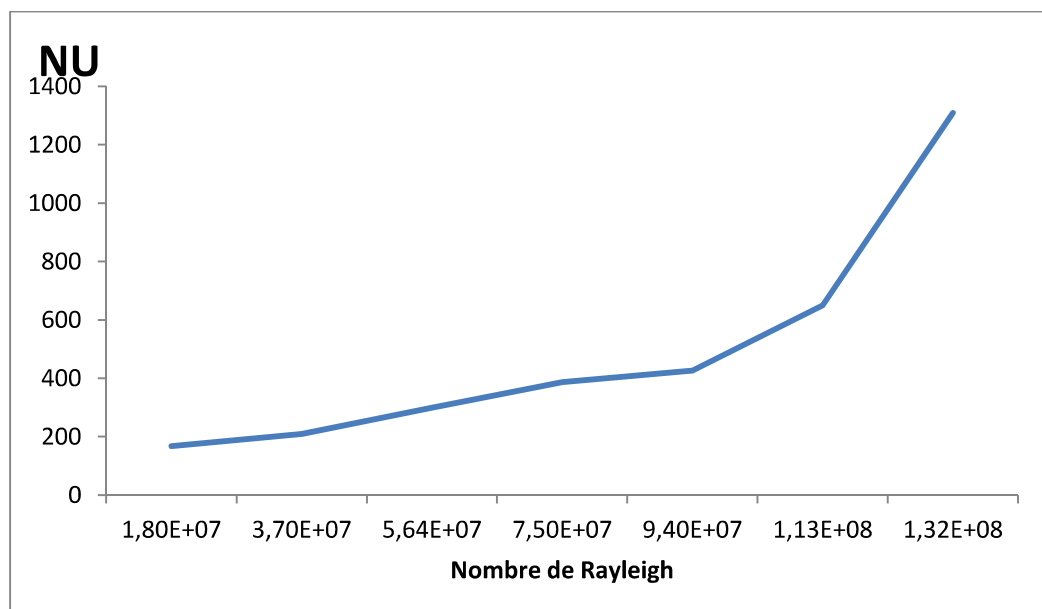


Figure (II.18) : valeur de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement $A=20$

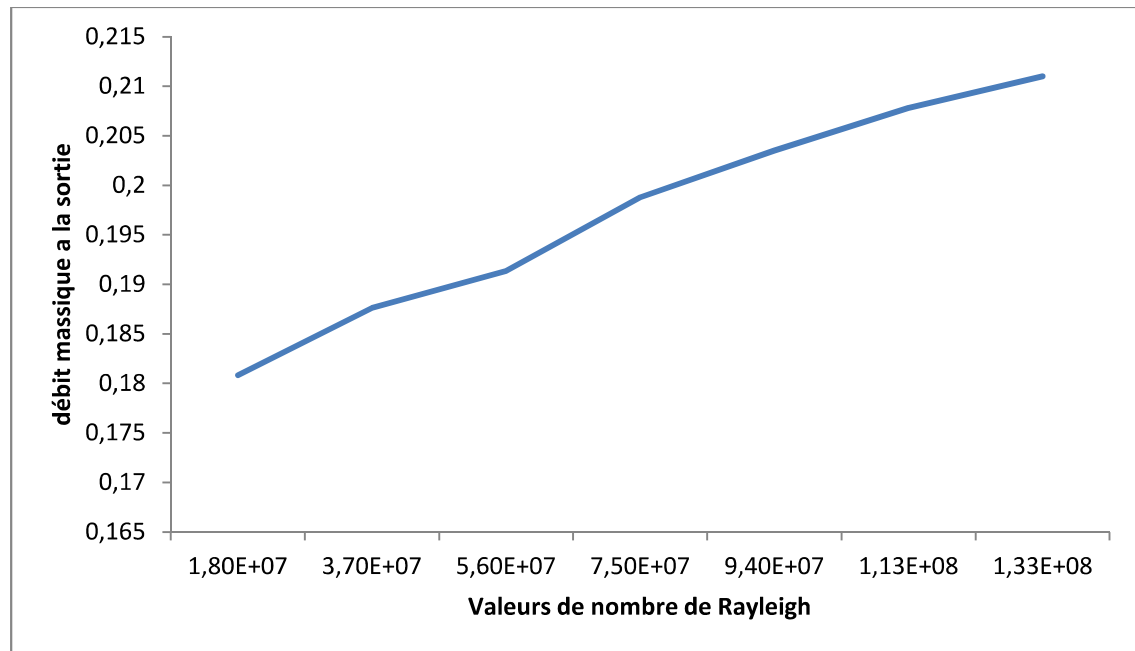


Figure (II.19) : débit massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement A=20.

Tableau(II.8) : Nombre d'itérations et différence entre le débit massique entrant et sortant et les valeurs de nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh pour différents ΔT pour un allongement A=10.

$\Delta T(K)$	Nbr d'itérations	Différence entre débit massique entrant et sortant(%)	Valeurs de nombre de Nu	Valeurs de nombre de Ra
10	1560	2.76×10^{-6}	236.54	1.504×10^8
20	1534	2.46×10^{-6}	277.55	3.008×10^8
30	1508	3.07×10^{-6}	334.66	4.51×10^8
40	1480	2.47×10^{-6}	420.03	6.01×10^8
50	1462	2.81×10^{-6}	562.03	7.52×10^8
60	1455	3.87×10^{-6}	845.69	9.02×10^8
70	1456	3.67×10^{-6}	1696.06	1.05×10^9

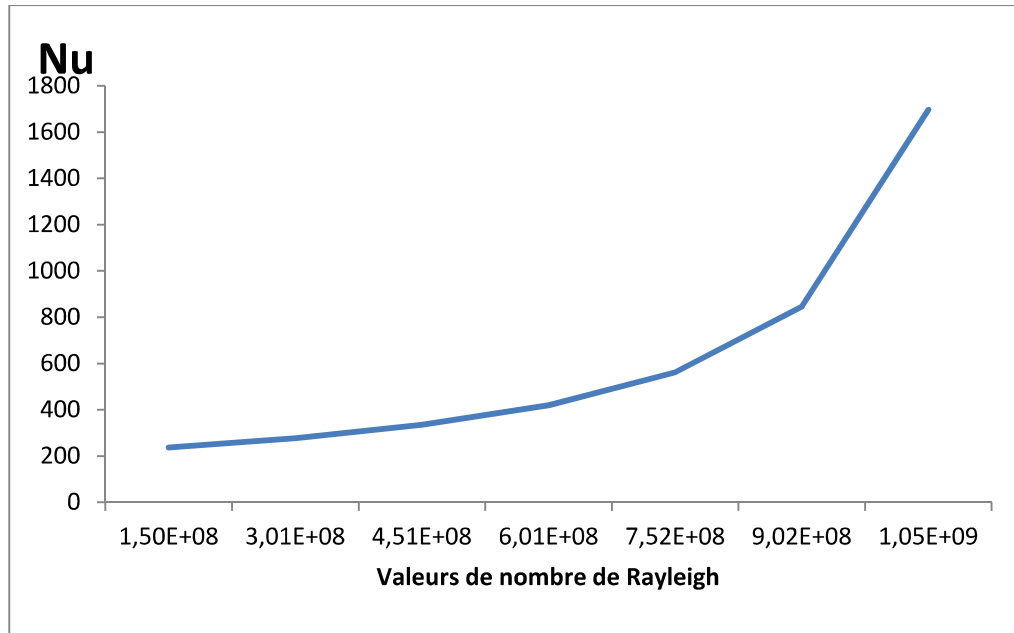


Figure (II.20) : valeurs de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh pour un allongement $A=10$.

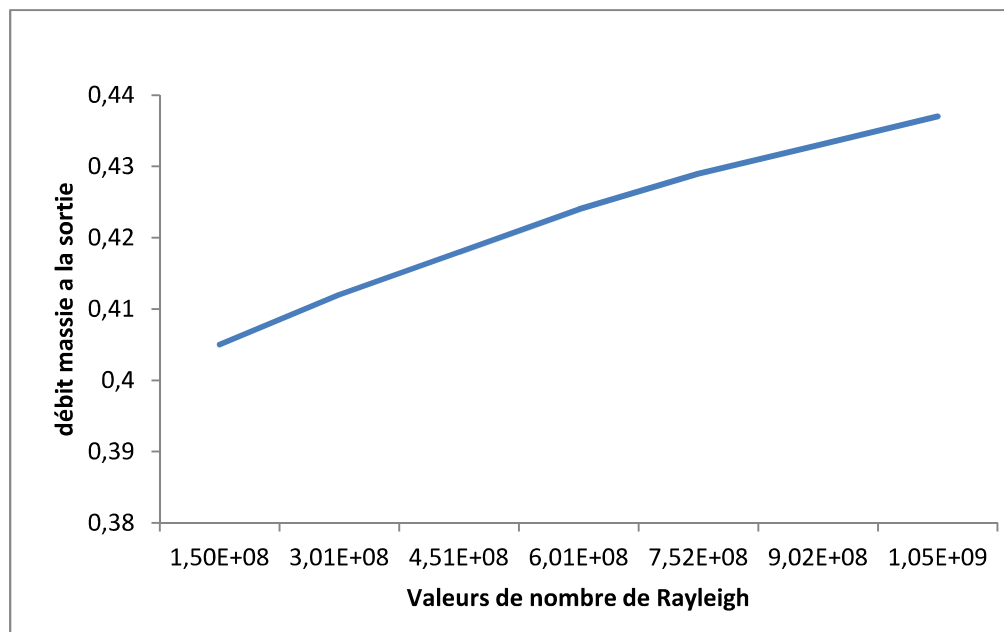
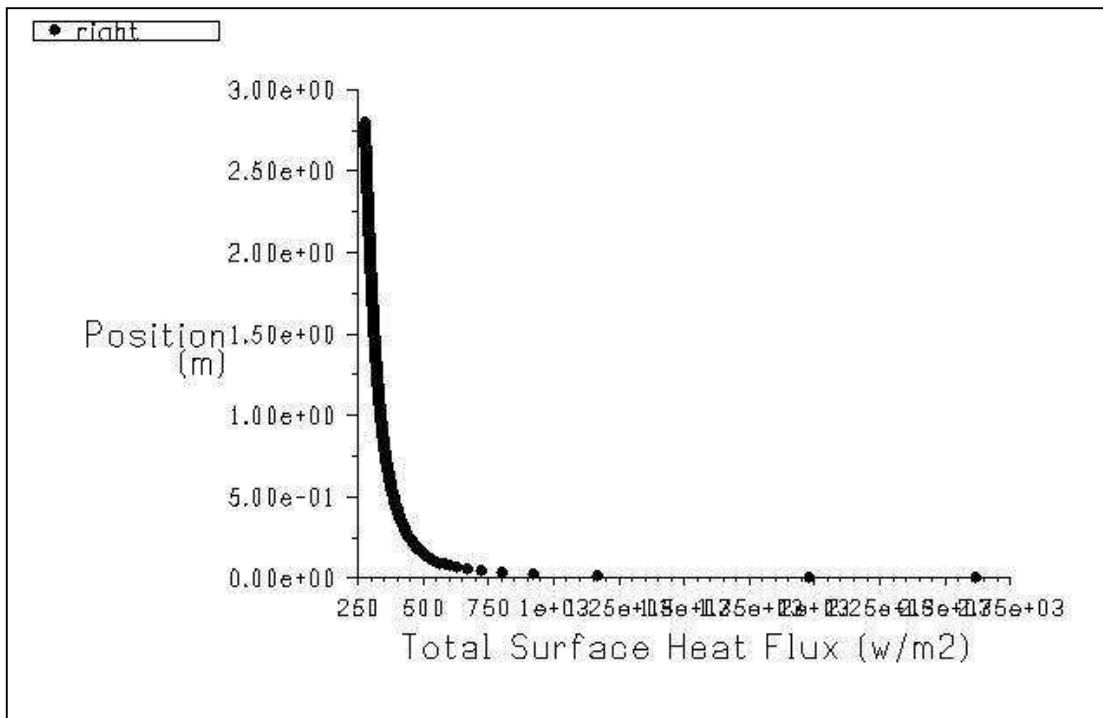


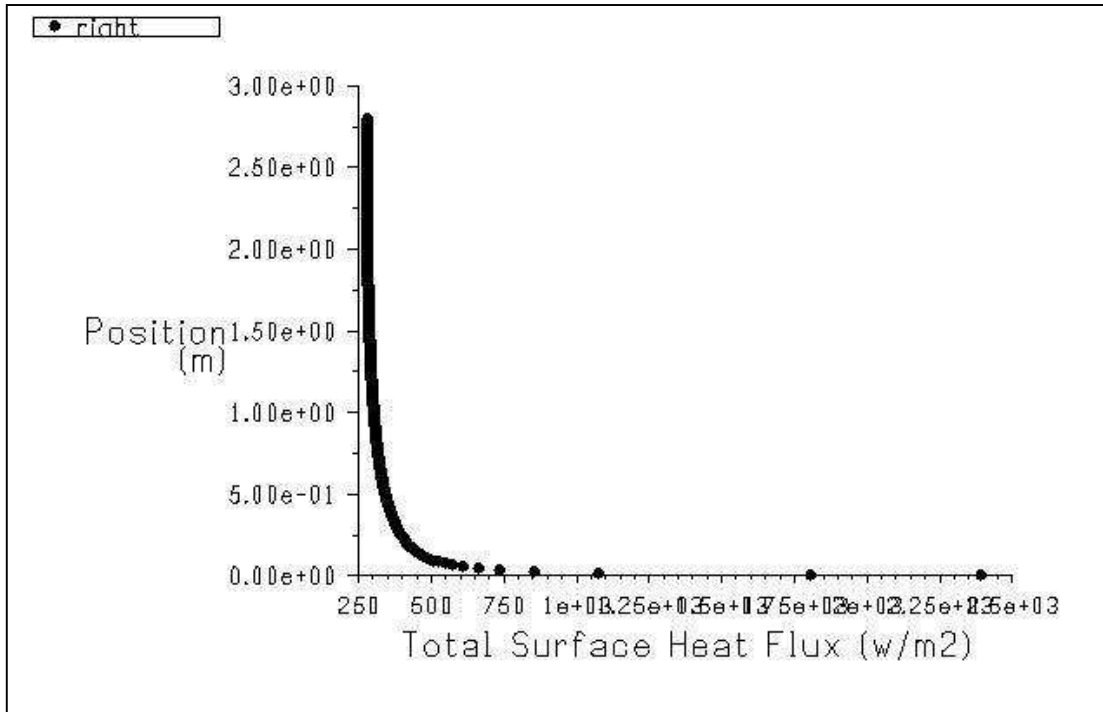
Figure (II.21) : débit massique a la sortie avec l'augmentation du nombre de Ra pour un allongement $A=10$.

Comme le montrent les figures (II.16),(II.17), (II.18) ,(II.19) (II.20) et(II.21) , le Nombre de Nusselt et le débit massique varient proportionnellement avec le nombre de Rayleigh qui augmente avec l'augmentation du gradient de température. D'où on observe le régime turbulent $Ra > 10^8$ pour l'allongement $A=20$ et $A=10$

II.6.5 Résultats à prévoir :



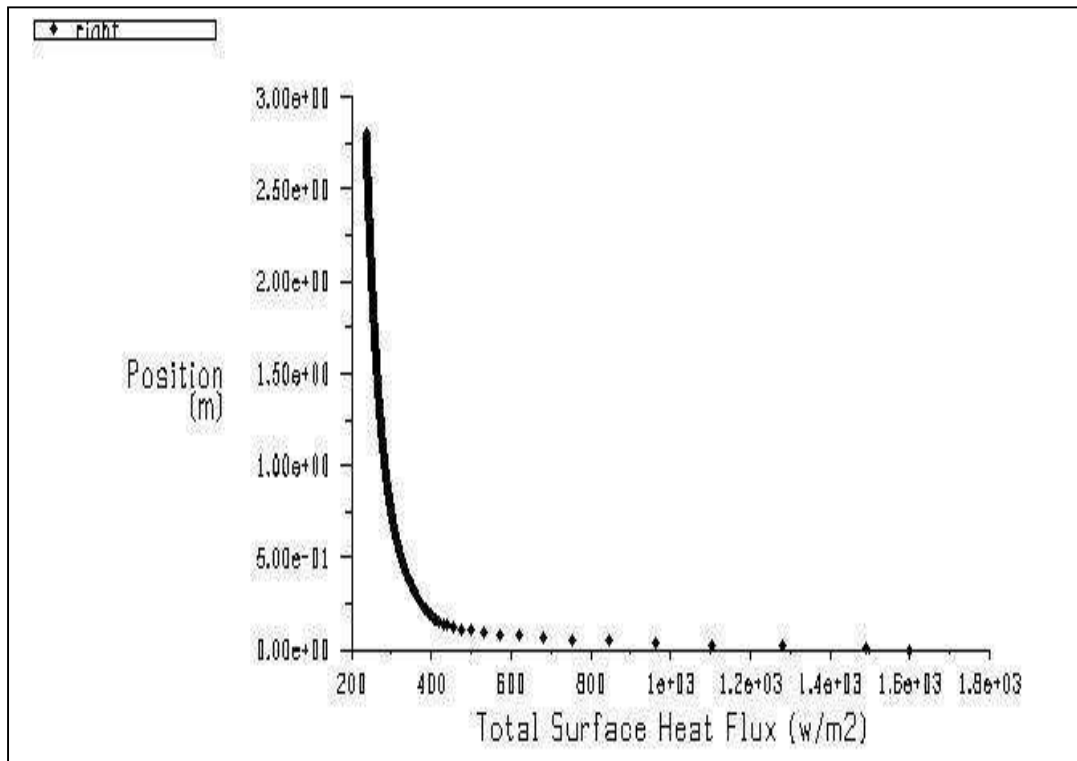
A : pour ΔT=10k



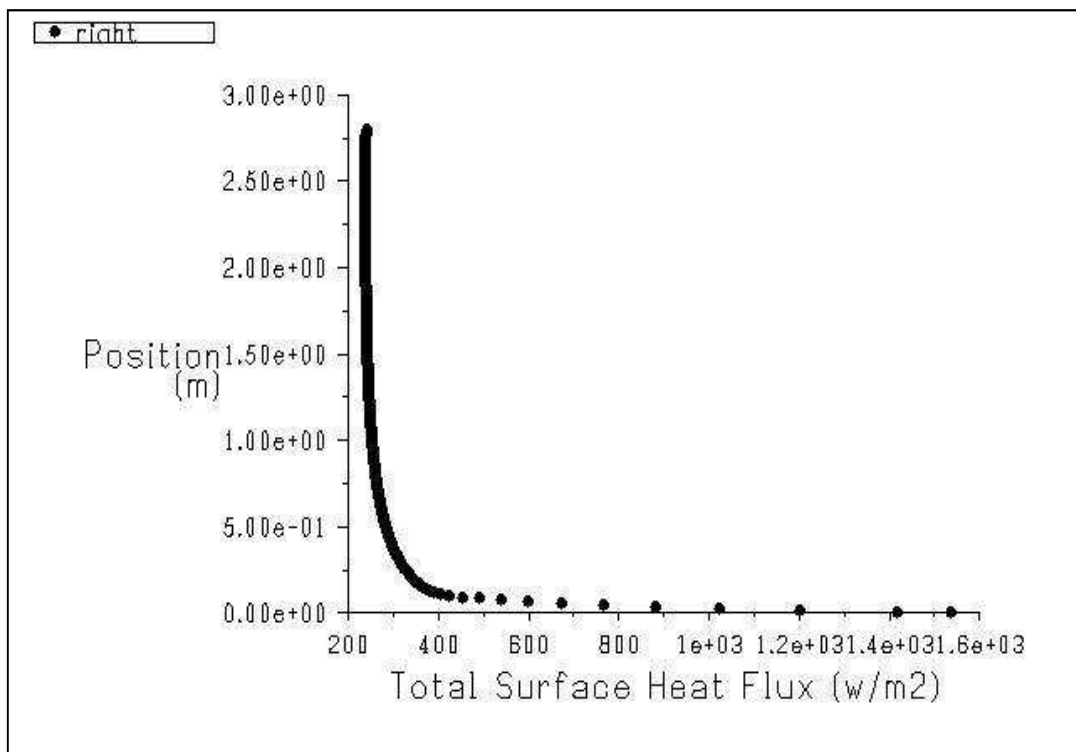
B : pour ΔT=70k

Figure (II.22) Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement

A=25

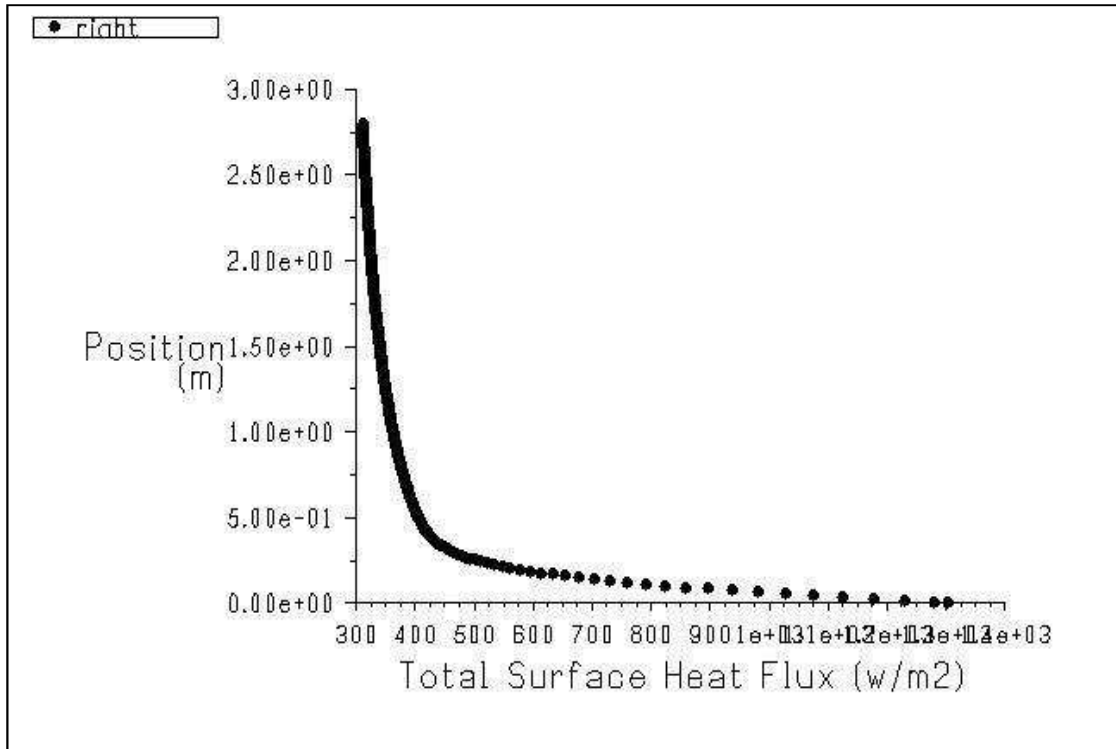


A : pour $\Delta T = 10k$

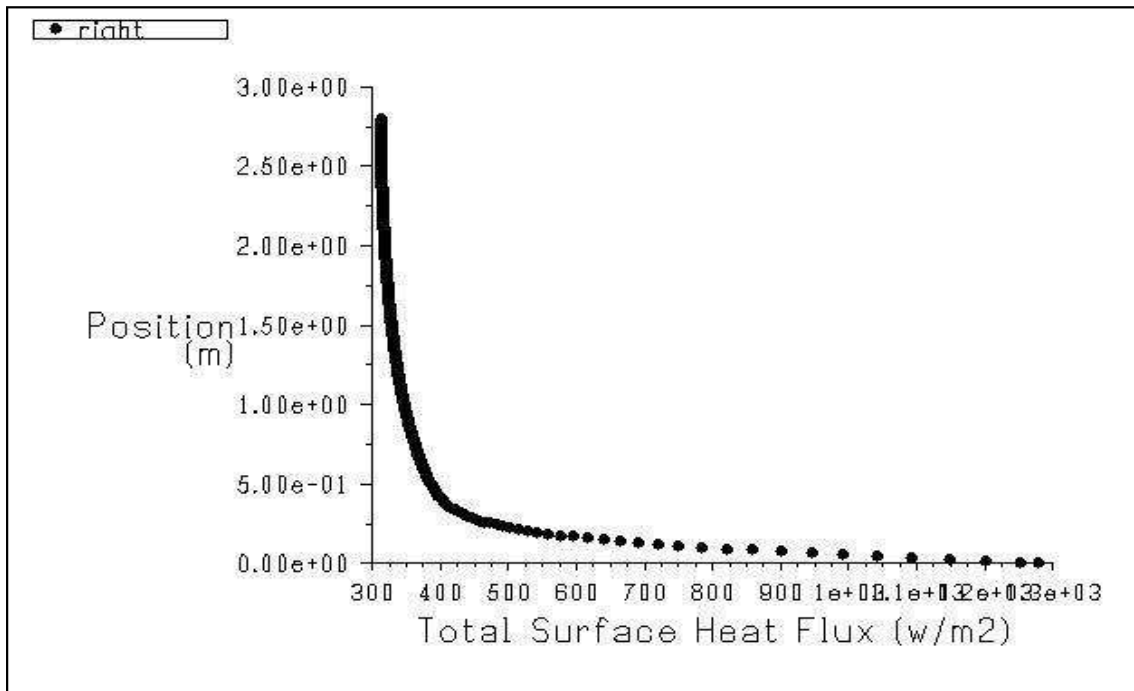


B : pour $\Delta T = 70k$

Figure (II.23) Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement $A=20$



A : pour ΔT=10k



B : pour ΔT=70k

Figure (II.24) : Quantité de chaleur échangée le long de la paroi chaude pour un allongement A=10

Les résultats obtenus Figures (II.22) (II.23) et (II.24) ont montré qu'une lame d'air à un film réfléchissant PMR est responsable, d'un échange convectif important due aux mouvements d'air. On remarque une variation proportionnelle des flux thermiques avec l'écart de température.

Tableau (II.9) : Valeurs de quantité de chaleur échangé pour chaque allongement et pour différents écarts de température.

Allongement	Différence de Température(K)	Quantité de chaleur échangée (W/m ²)
25	70	353.01
	50	349.70
	20	336.51
	10	325.37
20	70	303.29
	50	300.12
	20	283.29
	10	277.67
10	70	391.15
	50	309.01
	20	384.06
	10	378.39

Les flux de chaleur traversant la lame d'air prend des valeurs de (378.39 à 391.15 (W/m²)) pour un rapport d'allongement A=10 Et des valeurs de (325.73 à 353.01 (W/m²)) pour A=25. Selon le modèle physique étudié, une paroi, isolée avec un PMR et une lame d'air (épaisseur de 28 cm), peut atteindre dans les conditions de mise en œuvre et de fonctionnement réel, une quantité de chaleur globale échangée de 391.15 (W/m²).

Les quantités de chaleur échangée dans le système mènent à d'importantes variations dans la résistance thermique globale et porte une diminution de température dans les parois de la cabine BTS. Puisque le flux thermique de la lame d'air varie proportionnellement avec l'écart de températures, donc des échanges convectifs dus aux mouvements d'air augmentent et la température de la paroi sera diminuée.

II.7. Conclusion:

La synthèse des travaux sur les PMR présente donc des disparités quant aux performances effectives des PMR une fois intégrés dans les parois du bâtiment. Certaines études montrent que ces isolants sont suffisants comme unique isolation des bâtiments, d'autres trouvent que ces produits doivent être utilisés uniquement en complément d'isolation puisque seuls, ils n'ont pas les caractéristiques isolantes suffisantes qui répondent aux exigences réglementaires actuelles. Les normes de calculs semblent parfois être non représentatives des phénomènes qui interviennent au niveau des parois comportant des PMR surtout au niveau des lames d'air. En effet, l'écoulement de convection naturelle à travers ces dernières est fonction de plusieurs facteurs alors que les normes ont des données simplifiées et sur des plages de variation comme dans notre cas étudié.

Notre travail consiste à étudier l'intégration des PMR dans le bâtiment et l'analyse de performances thermiques pour les parois intégrant des lames d'air. La quantité du flux de chaleur à travers ces lames d'air est très importante dans la détermination des paramètres d'échange convectif et des températures.

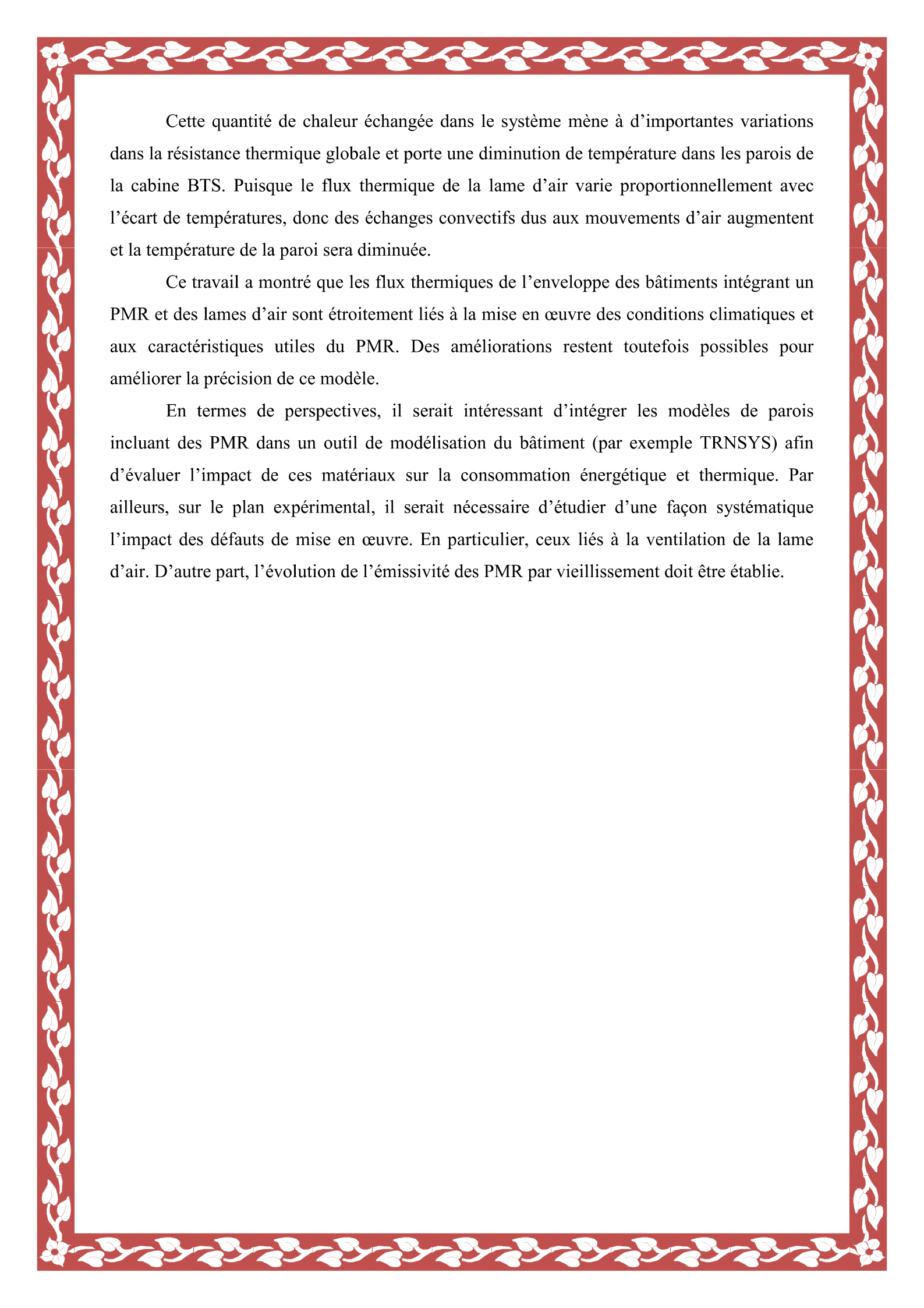
Conclusion

Les différents travaux effectués sur les PMR, de leur apparition à aujourd'hui, ont montré d'une part les contradictions dans le choix des méthodologies adéquates de calculs et de mesures et d'autre part une disparité dans les performances thermiques obtenues. Ce travail a traité la problématique de ces produits réfléchissants intégrés dans l'enveloppe du bâtiment par une évaluation numérique.

Une modélisation numérique a été réalisée afin de déterminer l'impact isolant de ces produits une fois intégrés en compléments d'isolation, dans les systèmes de parois verticales, en périodes chaude et froide. L'étude a été effectuée sur des lames d'air non ventilées de différentes configurations.

Le travail consiste à étudier les phénomènes thermiques ayant lieu dans les complexes des parois verticales intégrant des PMR, et pour différents paramètres. Cette analyse numérique respecte les lois des transferts de chaleur puisqu'elle consiste à étudier la convection naturelle due aux échanges convectifs dans une lame d'air non ventilée. Ces derniers sont formés par l'intégration des PMR dans les composants du bâtiment. La modélisation d'un modèle physique intégrant un PMR posé en écart de température imposé et une lame d'air non ventilée d'où les facteurs importants pour la détermination des paramètres caractéristiques du système étudié, tels que: le facteur de transmission solaire du système d'isolation, le niveau d'isolation du PMR et l'émissivité des faces réfléchissantes.

Les résultats obtenus ont permis d'une part de valider les simulations numériques en comparant les résultats à ceux obtenus par les corrélations retenues de la littérature et d'autre part de faire une application sur un modèle physique réel d'un cabinet de BTS (Base Transceiver Station). Les résultats ont également montré qu'une lame d'air non ventilée adjacente à un film réfléchissant est responsable, d'un échange convectif due aux mouvements d'air. Ce flux de chaleur traversant la lame d'air prend les valeurs de (0.11 à 0.28m) et pour un écart de température de ($\Delta T=10$ à 70 K). Selon le modèle physique étudié et les résultats obtenus, une paroi, isolée avec un PMR et une lame d'air (épaisseur de 28cm), peut atteindre dans les conditions de mise en œuvre et de fonctionnement réel, une quantité de chaleur globale échangée de 391 W/m^2 .



Cette quantité de chaleur échangée dans le système mène à d'importantes variations dans la résistance thermique globale et porte une diminution de température dans les parois de la cabine BTS. Puisque le flux thermique de la lame d'air varie proportionnellement avec l'écart de températures, donc des échanges convectifs dus aux mouvements d'air augmentent et la température de la paroi sera diminuée.

Ce travail a montré que les flux thermiques de l'enveloppe des bâtiments intégrant un PMR et des lames d'air sont étroitement liés à la mise en œuvre des conditions climatiques et aux caractéristiques utiles du PMR. Des améliorations restent toutefois possibles pour améliorer la précision de ce modèle.

En termes de perspectives, il serait intéressant d'intégrer les modèles de parois incluant des PMR dans un outil de modélisation du bâtiment (par exemple TRNSYS) afin d'évaluer l'impact de ces matériaux sur la consommation énergétique et thermique. Par ailleurs, sur le plan expérimental, il serait nécessaire d'étudier d'une façon systématique l'impact des défauts de mise en œuvre. En particulier, ceux liés à la ventilation de la lame d'air. D'autre part, l'évolution de l'émissivité des PMR par vieillissement doit être établie.

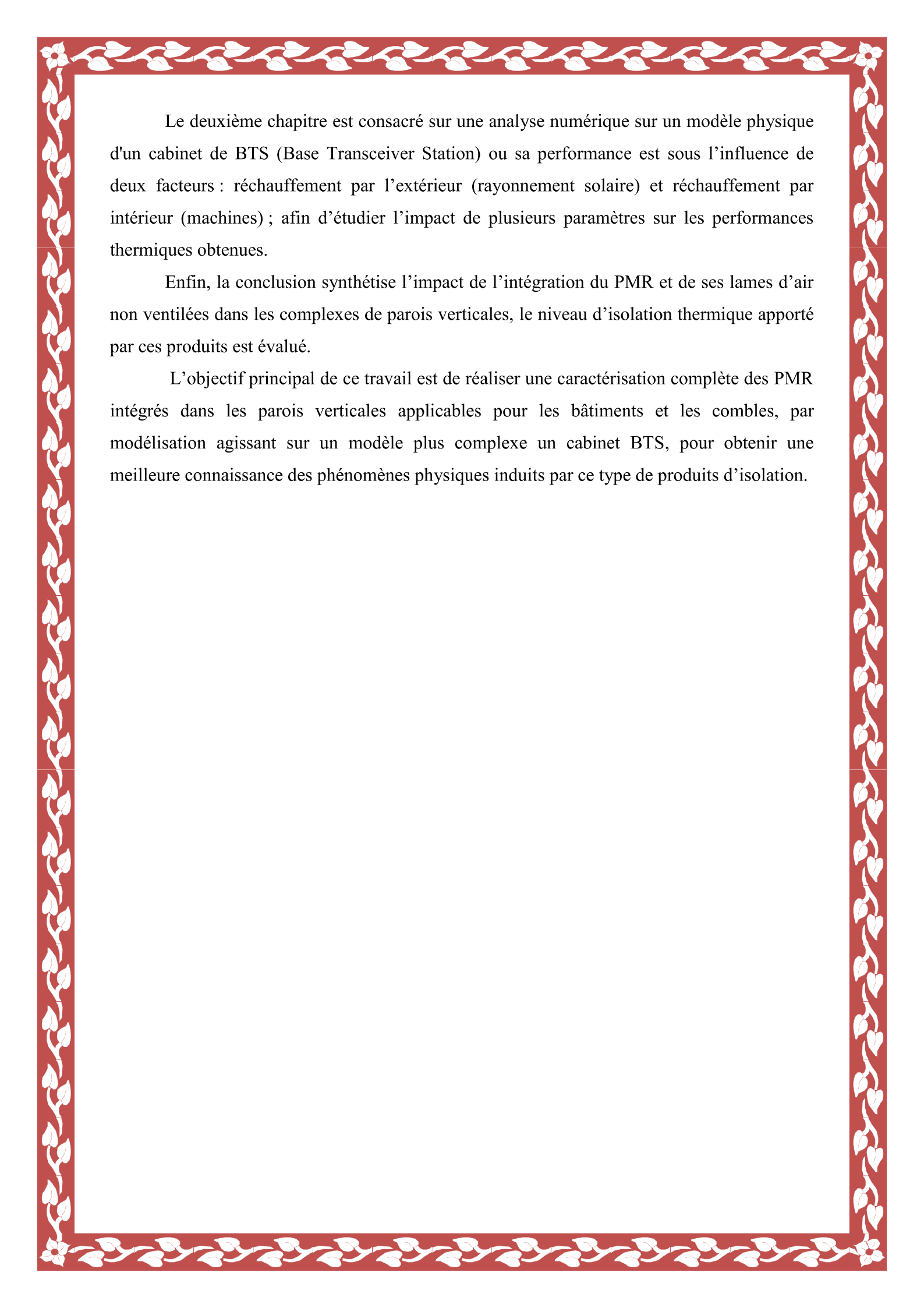
Introduction

L'Algérie comme tout pays en voie de développement la consommation de l'énergie a augmenté au cours des années, mais le secteur bâtiment et tertiaire restent les plus grands consommateurs par 40% de consommation national estimée par 20 million TEP, répartie respectivement par pourcentage sur : premièrement les produits pétroliers, gaz naturel, et électricité, et cela est en augmentation progressive : La consommation d'énergie électrique en Algérie durant le mois de Août 2012 a atteint le record de 9.77 GW qui a dépassé celui atteint en Août 2011 de 13.6 %. Tous les moyens de production d'électricité disponibles ont été mobilisés pour couvrir cette demande qui a nécessité un fonctionnement à pleine capacité des réseaux de transport et de distribution de l'électricité ce qui est difficile a réalisé. [1]

Ici intervient la notion des énergies renouvelables, qui restent encore dans ses premiers pas pour cela une stratégie de valorisation de l'énergie produite existante : (électricité, gaz naturel.....) s'exige. En Algérie la variance climatique existante entre le sud du pays et le nord due à la grande superficie doit être un point positif (énergies renouvelable : éolienne, soleil) mais cela implique des mesures spéciales pour mieux s'adapté surtout pour la région de sud connue par ses conditions climatiques précisément la température élevée qui peut atteindre des valeurs extrêmes. D'ici apparait que la climatisation est une utilité indispensable non seulement dans le cadre du confort de l'habitat mais aussi dans la survie de l'être humain, et encore dans le domaine industriel ou elle joue un rôle primordiale pour gardé ses structures en bonne conditions de marche. Ceci n'est pas tout simplement gratuit.

Une de ces stratégies est l'isolation, c'est un choix menai d'une vaste liste d'options une sera exploité dans ce travail,

Ce mémoire est divisé en deux chapitres essentiels et complémentaires : Le premier chapitre contient en premier lieu une description de la composition, de la mise en œuvre et du principe de fonctionnement des **Produits Minces Réfléchissants** (PMR). Un état de l'art est ensuite réalisé afin de synthétiser les différentes études théoriques et expérimentales réalisées sur ces produits. En deuxième lieu, on présente une étude des phénomènes de convection naturelle dans les lames d'air non ventilées adjacentes au PMR. Afin de varier des paramètres en fonction des conditions de températures, de l'inclinaison et des dimensions des lames d'air.



Le deuxième chapitre est consacré sur une analyse numérique sur un modèle physique d'un cabinet de BTS (Base Transceiver Station) ou sa performance est sous l'influence de deux facteurs : réchauffement par l'extérieur (rayonnement solaire) et réchauffement par intérieur (machines) ; afin d'étudier l'impact de plusieurs paramètres sur les performances thermiques obtenues.

Enfin, la conclusion synthétise l'impact de l'intégration du PMR et de ses lames d'air non ventilées dans les complexes de parois verticales, le niveau d'isolation thermique apporté par ces produits est évalué.

L'objectif principal de ce travail est de réaliser une caractérisation complète des PMR intégrés dans les parois verticales applicables pour les bâtiments et les combles, par modélisation agissant sur un modèle plus complexe un cabinet BTS, pour obtenir une meilleure connaissance des phénomènes physiques induits par ce type de produits d'isolation.

BIBLIOGRAPHIE

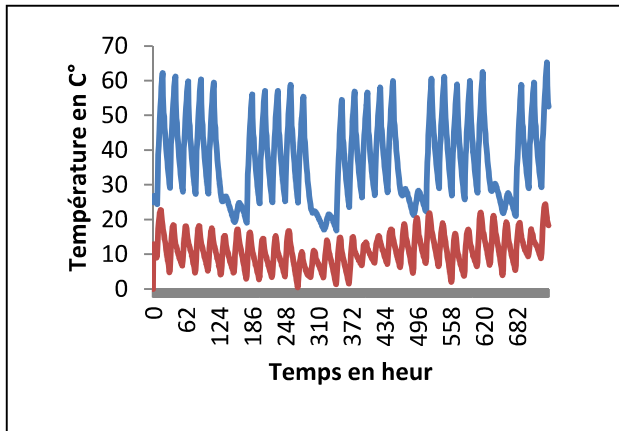
- [1] Portail Algérien des énergies renouvelables :<http://portail.cder.dz/spip.php?article3202>.
- [2] MAZOUZ. Saïd, Eléments de conception architecturale, Alger: Edition O.P.U, Juillet 2004, p176-177.
- [3] Source ENCARTA 2008
- [4] A. Mefti et M.Y. Bouroubi, Estimation et Cartographie de la Composante Globale du Rayonnement Solaire. Rev. Energ. Ren. : Valorisation (1999).
- [5] Climatologiques, Office national de la métrologie, Station d'Ouargla, Avril 2010.
- [6] BATIPRODUITS, Base de données produits [en ligne]. Disponible sur : <http://www.batiproducts.com/>. (Consulté le 14.05.2013).
- [7] ACTIS, Documentation technique [en ligne]. Disponible sur <http://www.actisisolation.com/home.php?p=1&l=1>. (Consulté le 13.05.2013).
- [8] Site du Syndicat des Fabricants d'Isolants Réflecteurs Minces Multicouches : <http://www.sfirmm.com/>. (Consulté le 13.05.2013).
- [9] Benjamin VIAL. Synthèse sur les produits minces réfléchissants. Centre de Ressources EnviroB.A.T-Mediterranee (juin 2008) P 2 .3. 4
- [10] N.CHAMI, Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment. Thèse de doctorat. MINES Parsitech (Octobre 2009). P 9.10
- [11] Lecture (22) heat convection Centre for distant engineering education program IIT Bombay Site: <http://nptel.iitm.ac.in/>. (Consulté le 11.02.2013).
- [12] H. Manz, Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements, Energy and Buildings 35 (2003) 305-311
- [13] R.D. Buscalioni, E.C. Del Arco, P. Bontoux, J. Ouazzani, Convection and instabilities in differentially heated inclined shallow rectangular boxes, C.R Acad. Sci. Paris, t. 326, Série 11 b, p. 711-718, 1998.
- [14]
- [15] G.K. Batchelor, Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures, Quart. Appl. Math. XII (1954) P 209-233

- [16] J.L. Wright, A correlation to quantify convective heat transfer between vertical window glazings, ASHRAE Trans; 102 (1) (1996) 940-946
- [17] E.G. Eckert, W.O. Carlson, Natural convection in a layer enclosed between two vertical plates with different temperatures, Int. J. Heat Mass Transfer 2, 106-120 (1961).
- [18] A. Benkhalifa, Contribution à l'étude expérimentale des bifurcations de convection naturelle dans une cavité en air différentiellement chauffée Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, Février 2006.
- [19] R.F. Bergholz, Instability of steady natural convection in a vertical fluid layer, J. Fluid Mech. 84 (4) (1978) P 743-768
- [20] A.C. Bejan, Heat Transfer, Wiley, New York, 1993.
- [21] S.H. Yin, T.Y Wung, K. Chen, Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities, International Journal of Heat Mass Transfer 21 (1978) 307-315.
- [22] S.M ElSherbiny, Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers, Ph.D. thesis, University of Waterloo, Canada, 1980.
- [23] K.Audrey. Installation et maintenance d'un BTS. ESMT Dakar Senegal (2010).
- [24] Données de société Algérie Télécom.
- [25] Gambit 2.3 user guide. Mars 2006 P 1-7.
- [26] FLUENT 6.3.26 user guide. Mars 2009 P 1-5.
- [27] Jyotirmay Mathur, Sanjay Mathur, Anupma, Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation, Energy and Buildings, vol. 38, pp.1156–1163, (2006)

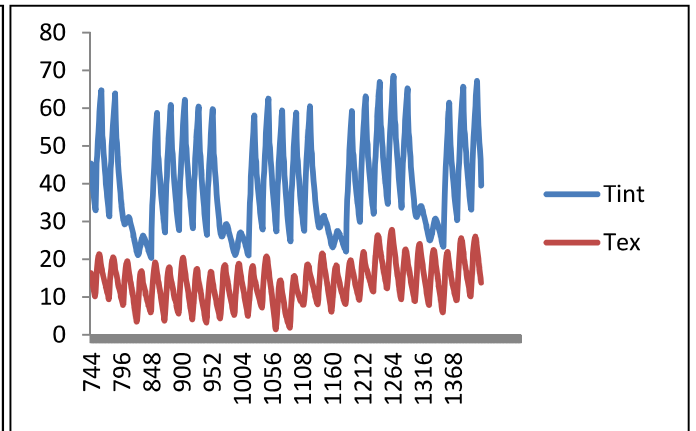
Annexe

Annexe 3

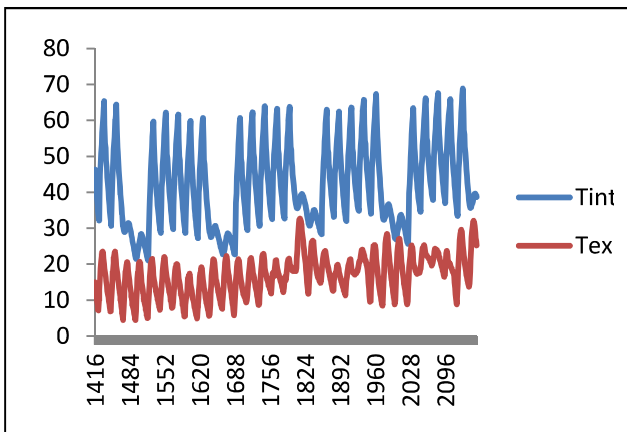
Variation de la température extérieure et intérieure du BTS au cours de l'année



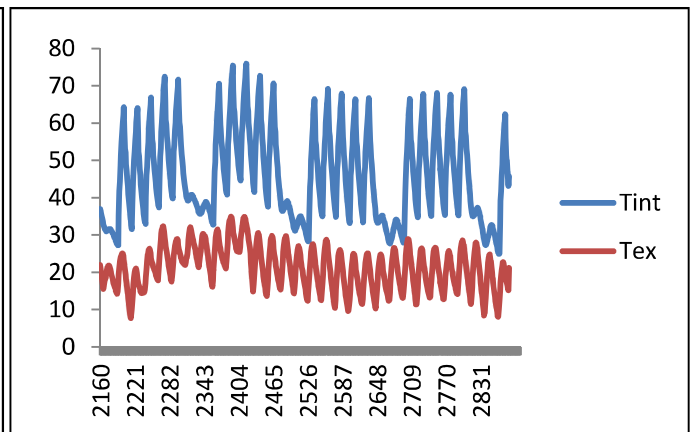
Janvier.



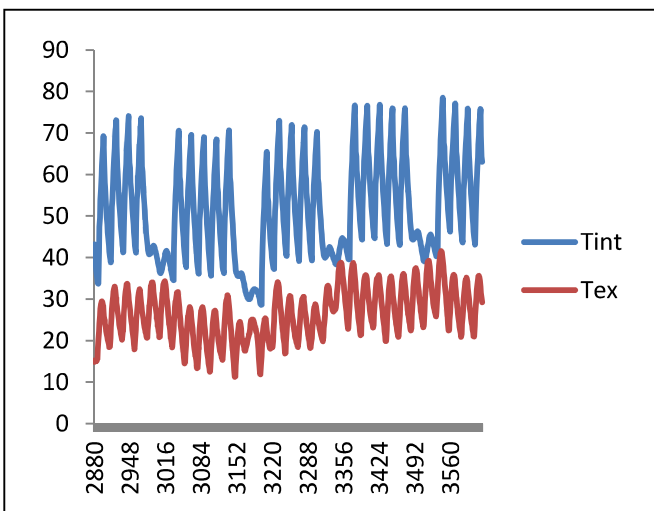
Février.



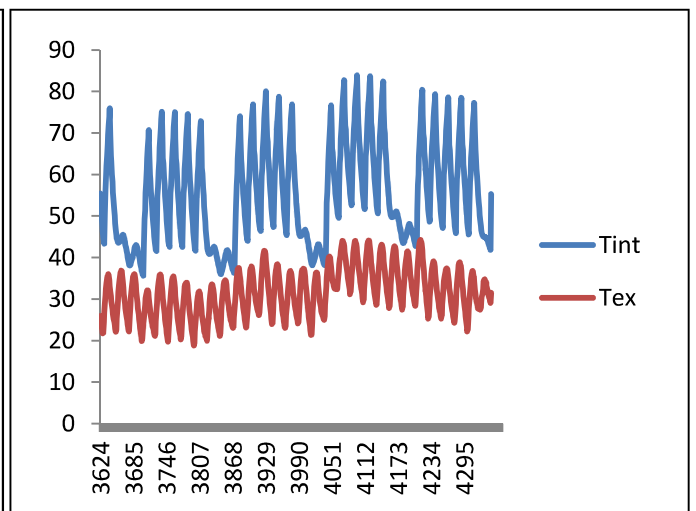
Mars.



Avril.

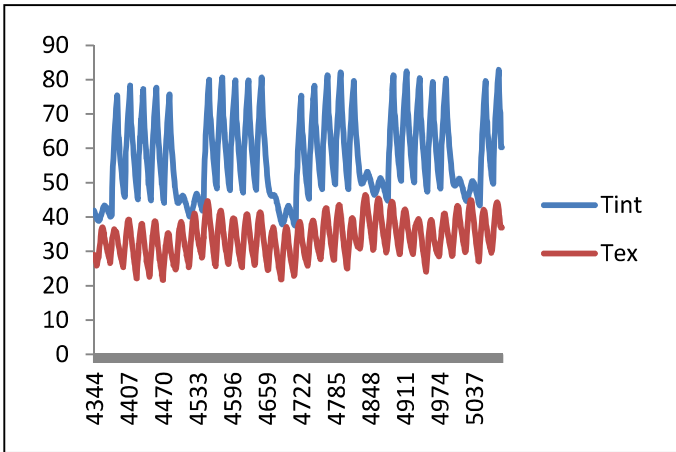


Mai.

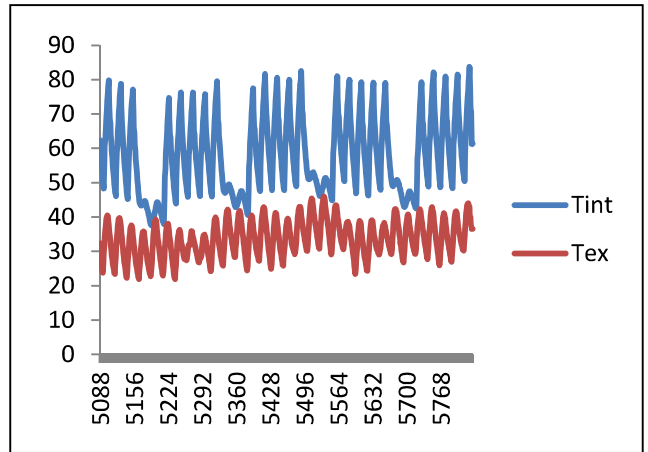


Juin.

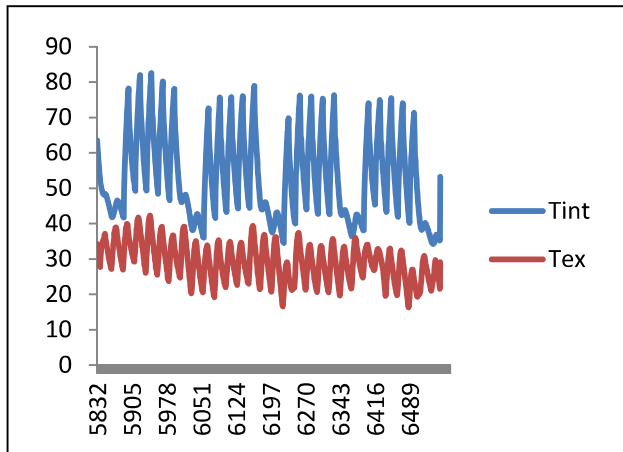
Annexe



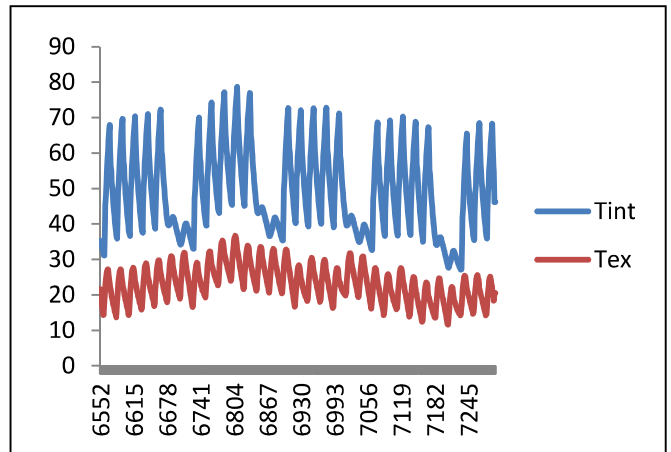
Juillet.



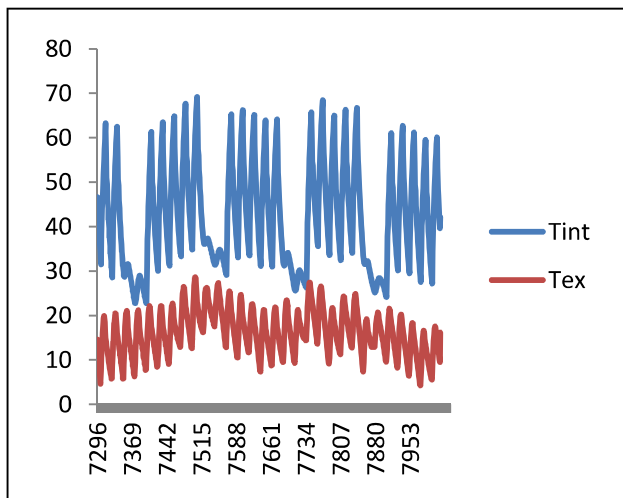
Aout.



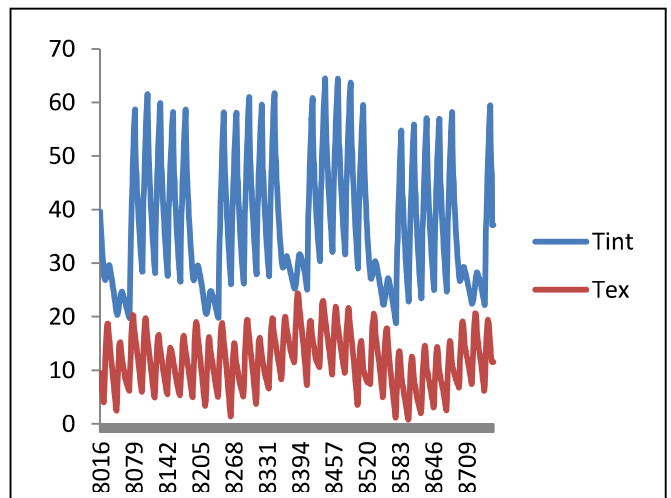
Septembre.



Octobre.



Novembre.



Décembre.

Annexe 2

2.1 Modèle de turbulence (K-epsilon modèle) :

Le modèle K-epsilon est l'un des plus courants des modèles de turbulence. Il s'agit d'un modèle de deux équations, ce qui signifie, il comprend deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés turbulentes de l'écoulement. Cela permet à un modèle d'équation de deux à tenir compte des effets d'histoire comme la convection et la diffusion de l'énergie turbulente. La première variable est transporté énergie cinétique turbulente, La deuxième variable transportés dans ce cas est la dissipation turbulente, c'est la variable qui détermine l'échelle de la turbulence, tandis que la première variable détermine l'énergie dans la turbulence. Il ya deux principales formulations de K-epsilon modèles. L'impulsion initiale pour le modèle K-Epsilon a été d'améliorer le modèle longueur de mélange, ainsi que de trouver une alternative à la prescription algébriquement des échelles de longueur turbulentes dans les formes modérées à des flux de haute complexité. Le modèle K-Epsilon a été montré pour être utile pour les flux de la couche libre-cisaillement avec des gradients de pressions relativement petites. De même, pour les flux de mur-bornées et interne, le modèle donne de bons résultats que dans les cas où les gradients de pression moyenne sont de petite taille; l'exactitude a été montré expérimentalement être réduit pour les flux contenant de grandes gradients de pression adverses. On pourrait en déduire donc que le modèle K-epsilon serait un bon choix pour des problèmes tels que des entrées et sorties des conduites, compresseurs, Pour calculer les conditions aux limites pour ces modèles.

2.2 Le solveur

Le code Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides et des transferts de chaleur ainsi que les phénomènes qui leurs sont liés. Le logiciel utilise la méthode des volumes finis pour la résolution des équations de conservation et qui sont aux dérivées partielles. Le domaine de calcul est divisé en un grand nombre de cellules ou volumes de contrôle, et dans chacune de ces cellules les équations aux dérivées partielles décrivant l'écoulement sont intégrées sur chaque volume élémentaire. Elles mettent en relation la pression, la vitesse, la température et d'autres variables telles que la concentration des composants avec les valeurs des cellules voisines. Ces équations sont alors résolues numériquement. Le logiciel fluent propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport. L'utilisateur a le choix entre un écoulement avec des mailles structurées et non structurées, tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), turbulent ou laminaire, permanent ou non, incompressible ou compressible, avec ou sans transfert de chaleur, avec ou sans introduction de substances, polluantes chimiquement réactives ou non, multiples repères de référence en mouvement, incluant des interfaces glissantes et des plans de mélange, mélange et réaction d'espèces chimiques, incluant des modèles de combustion et des réactions de surface, source volumique arbitraires de chaleur, masse, quantité de mouvement, turbulence, et espèces chimiques,

Annexes

écoulement à travers les matériaux poreux, calculs de trajectoires Lagrangiennes pour une phase dispersée de particules /gouttes /bulles, incluant le couplage avec la phase continue, écoulements à surface libre avec surfaces complexes.[26]

2.3 Méthode des volumes finis :

Son principe est simple "Bilan local des flux dans un petit volume de contrôle" Découpage du domaine en volumes de contrôle et l'intégration des équations sur chaque volume.

Dans la simulation par la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, décrites au chapitre précédent, sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers (volumes de contrôle) contenant un nœud dit: "nœud principal". Un exemple de volume de contrôle est montré dans la figure ci-dessous. Pour un nœud principal ('P), les points E et W (E: Est, W: West) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N: Nord, S: Sud) sont ceux dans la direction Y. Le volume de contrôle entourant ('P) est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points (e) et (w) dans la direction X, (n) et (s) dans la direction Y.

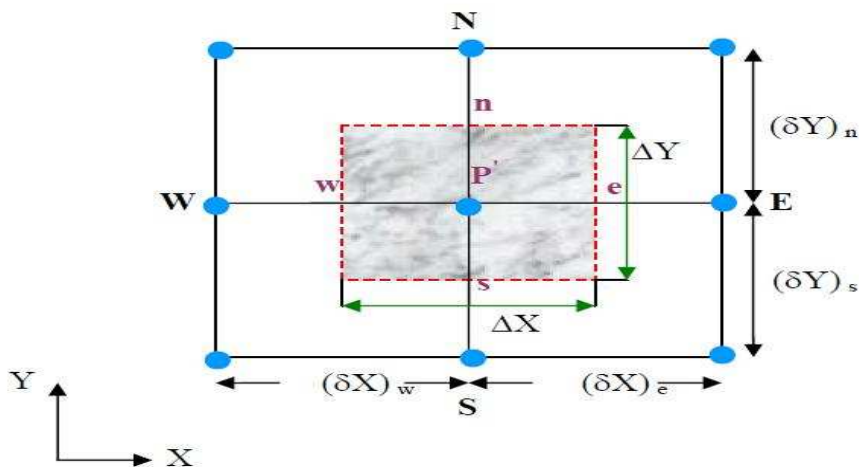


Figure (1.1) : Volume de contrôle bidimensionnel.

Résumé

La contribution des produits minces réfléchissants dans l'isolation thermique des locaux a un grand effet sur le rayonnement qui sera réduit due à leurs caractéristiques réfléchitives et non émissives ses derniers implique une mise en œuvre spéciale incluant les lames d'air qui par leur tour, leur efficacité dépendent de la géométrie ou elles sont intégrées ainsi que leurs épaisseur. Le travail consiste à étudier l'intégration des PMR dans le bâtiment à partir une analyse numérique de performances thermiques. L'étude est réalisée à l'aide du code de calcul Fluent CFD. Les résultats obtenus montrent que les quantités du flux de chaleur à travers ces lames d'air sont très importantes dans la détermination des paramètres d'échange convectif et des températures.

Mots clé : Isolation thermique, Produits Minces Réfléchissants, Lames d'air, Fluent CFD.

Abstract

The contribution of Reflective Thin Products in the thermal insulation of building is significant especially for sun radiations which will be reduced widely due to their reflective characteristics and low emissivity, those products need special adjustments that includes integration of air masses that also their efficiency depends on their position and thickness. The main objective of our study is to determine the best work conditions and best adjustments for both of them to get the efficiency in demand; this was realized by simulation with FLUENT. The obtained results show that the heat flow exchanged within the air masses is very important to determine the convective heat exchange parameters and also the temperature.

Keywords: Thermal insulation, Reflective thin products, Air masses, FLUENT CFD.

ملخص

مساهمة المواد الرقيقة العاكسة في العزل الحراري للأبنية له تأثير كبير في انقاص الاشعاعات الشمسية و هذا راجع لخصائصها العاكسة و سماحيته الضعيفة. هذه المواد تستلزم تسوية خاصة تتضمن ادخال كتل هوائية حيث هذه الاخيرة فعاليتها تعتمد على وضعيتها و سمكها . هذا العمل يدرس استعمال المواد الرقيقة العاكسة من خلال تحليل عددي لخصائصها الحرارية . . النتائج المحصل عليها تشير الى ان كمية الحرارة المتبادلة عبر كتل الهواء مهمة للتعبير عن ثوابت الحمل الحراري هذه المحاكاة اجريت عن طريق برنامج FLUENT CFD

الكلمات الدالة : العزل الحراري, المواد الرقيقة العاكسة, الكتل الهوائية, برنامج FLUENT CFD .

