

Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment

Nada Chami

▶ **To cite this version:**

Nada Chami. Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment. Sciences de l'ingénieur [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009. Français. NNT : 2009ENMP1652 . pastel-00005757

HAL Id: pastel-00005757
https://pastel.hal.science/pastel-00005757

Submitted on 26 Jan 2010

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ED n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

N° attribué par la bibliothèque
|__|__|__|__|__|__|__|__|__|__|__|

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS

Spécialité "Energétique"

présentée et soutenue publiquement par
Nada CHAMI

le 19 octobre 2009

EVALUATION DE L'IMPACT DES ISOLANTS MINCES REFLECHISSANTS DANS LE BATIMENT

Directeur de thèse : Bruno PEUPORTIER

Jury

M. Jean-Jacques ROUX, CETHIL, INSA	Président et Rapporteur
M. Etienne WURTZ, ESIGEC, LOCIE	Rapporteur
M. Bruno PEUPORTIER, MINES ParisTech	Examinateur
M. Assaad ZOUGHAIB, MINES ParisTech	Examinateur
M. Khalil EL KHOURY, Université libanaise	Examinateur

REMERCIEMENTS

En cette fin de thèse, je voudrais remercier toutes les personnes qui m'ont accompagnée, encadrée et évaluée.

Tout d'abord, je voudrais remercier M. Denis Clodic, directeur adjoint du Centre Energétique et Procédés et M. Bruno Peuportier directeur de ma thèse qui m'ont accueilli au sein du CEP et m'ont offert l'opportunité de réaliser cet ouvrage.

Je remercie Assaad Zhoughaib qui a encadré ce travail de thèse tout au long de ces trois années. Ses conseils et son soutien ont été pour moi un vrai support scientifique et personnel. Je voudrais surtout le remercier pour m'avoir fait découvrir la recherche et pour son humour.

Mes remerciements s'adressent à M. Etienne Wurtz et M. Jean-Jacques Roux qui ont accepté de juger ce travail de thèse. Je les remercie également pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.

Je remercie particulièrement Dr. Khalil Khoury, professeur à la faculté de Génie de l'université libanaise qui m'a offert l'opportunité de continuer mes études à l'étranger et travailler dans la recherche. Je voudrais surtout le remercier pour son amitié et son soutien permanent.

Je tiens à remercier Mme Anne-Marie Pougin pour son soutien et sa présence. J'adresse également mes remerciements à Philippe Calvet et Aline Garnier qui m'ont constamment aidée à résoudre les problèmes informatiques et administratifs.

Je remercie les personnes du centre avec qui j'ai eu plaisir à travailler. Un grand merci pour Peio Arribillaga et Hadi Khoury pour leur aide dans la réalisation des bancs d'essais.

Je remercie tous mes collèges au CEP pour leur amitié et leur accueil chaleureux. Je tiens à remercier particulièrement Sorina, Thérèse, Grace, Joëlle et Rima.

Je remercie Jean, mes parents et amis qui, de près comme de loin m'ont encouragée aux moments opportuns. Si je suis là c'est grâce à vous.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE 1

INTRODUCTION GENERALE 5

Chapitre 1 : Contexte 7

1.1 Introduction 8
1.2 Description des produits minces réfléchissants 9
1.2.1 Principe de fonctionnement 9
1.2.2 Mise en œuvre 10
1.3 Controverses existantes sur les performances des PMR intégrés dans le bâtiment 12
1.3.1 Conclusions sur l'étude bibliographique 18
1.3.2 Méthodologie de travail 19

Chapitre 2 : Etude des écoulements de convection naturelle en cavité fermée 21

2.1 Introduction 22
2.2 Etat de l'art en convection naturelle 22
2.2.1 Rappel des lois fondamentales 23
2.2.2 Cavité aux parois verticales chauffées différentiellement 26
2.2.3 Cavité aux parois horizontales chauffées différentiellement 33
2.2.4 Cavité aux parois inclinées différentiellement chauffées 34
2.3 Modélisation des écoulements de convection naturelle en cavité fermée 36
2.3.1 Modélisation d'une lame d'air verticale 37
2.3.2 Modélisation d'une lame d'air horizontale chauffée par le bas 43
2.3.3 Modélisation d'une lame d'air inclinée 45
2.4 Conclusions 49

Chapitre 3 : Etude de la convection naturelle dans un thermosiphon constitué de deux parois inclinées à chauffage asymétrique 51

3.1 Résumé de l'article proposé à Energy & Buildings 52
3.2 Introduction 56
3.3 State of the art 56
3.4 Experimental set up 58
3.5 CFD model 60
3.6 Results and discussion 61
3.6.1 Validation of the CFD model 61
3.6.2 Correlation for the airflow rate 63
3.6.3 Correlation for the convective transfer coefficients 65
3.7 Conclusions 68

Chapitre 4 : Modélisation de parois complexes verticales et inclinées 71

4.1 Introduction 72
4.2 Méthodologie de découplage des phénomènes thermiques 73
4.2.1 Les transferts thermo-convectifs 74
4.2.2 Les transferts radiatifs 74
4.2.3 Les transferts conductifs ou pseudo conductifs 74
4.3 Développement du modèle complexe de paroi 75
4.3.1 Description du solveur thermique THERMETTE 75
4.3.2 Représentation des éléments du complexe de paroi 75
4.3.3 Modélisation des échanges par rayonnement 78
4.3.4 Assemblage de modèles 79
4.4 Interprétation des résultats et étude paramétrique 79
4.4.1 Lame d'air non ventilée 80
4.4.2 Complexe de paroi verticale et inclinée 82
4.5 Validation expérimentale 85
4.5.1 Mesure de la résistance thermique de complexes verticaux 86

4.5.2 Mesure de la résistance thermique de complexes inclinés 97
4.6 Conclusions 99

Chapitre 5 : Modélisation d'un complexe de toiture intégrant un PMR et une lame d'air ventilée 101

5.1 Introduction 102
5.2 Présentation d'une toiture standard 103
5.3 Modélisation d'un complexe de toiture en période estivale 105
5.3.1 Présentation du modèle de toiture 105
5.3.2 Validation expérimentale 109
5.3.3 Etude paramétrique 114
5.3.4 Conclusions 117
5.4 Modélisation d'un complexe de toiture en période hivernale 118
5.4.1 Etude de la perméabilité des tuiles 118
5.4.2 Effet du vent et distribution de pression sur les rampants 121
5.4.3 Calcul du débit d'air induit dans la lame d'air ventilée 125
5.4.4 Assemblage du modèle de toiture 129
5.4.5 Etude paramétrique 131
5.4.6 Conclusions 133
5.5 Conclusions 134

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES 135

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 137

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_2	Coefficient de résistance d'inertie	1/m
C_p	Capacité thermique massique	J/kg.K
D_h	Diamètre hydraulique	m
F_{ij}	Facteur de transfert radiatif	-
F	Facteur de transmission solaire	%
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif	$W/m^2.K$
H	Hauteur d'une lame d'air non ventilée	m
L	Longueur de la lame d'air ventilée	m
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
p, P	Pression	Pa
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, D	Écart, différence	K
α	Coefficient d'absorption	-
α	Perméabilité d'un milieu	m^2/s

Nomenclature

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
θ	Angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale	°
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$5.68x10^{-7}$ $W/m^2.K^4$

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt	$\frac{hd}{\lambda}$
Pr	Nombre de Prandt	$\frac{Cp \cdot \mu}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$\frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu}$
Ra	Nombre de Rayleigh	$\frac{g.\beta.\Delta T.d^3}{\nu^2}.\Pr$
A	Allongement	$\frac{H}{b}, \frac{b}{L}$
Gr	Nombre de Grashof	$\frac{Ra}{\Pr}$

Indices

a	ambiant
m	moyen
ce	convection avec l'extérieur
ci	convection avec l'intérieur
ca	convection dans la lame d'air non ventilée
b	basé sur l'épaisseur b
b_1	basé sur l'épaisseur b
b_2	basé sur l'épaisseur b
H	basé sur la hauteur H
L	basé sur la longueur L
1	paroi chaude
2	paroi froide
app	apparente

conv	convectif
rad	radiatif
cond	conduction
tass	tasseaux
int	intérieur
ext	extérieur
eq	équivalente
sup	supérieur
inf	inférieur
mes	mesuré
v	ventilée
nv	non ventilée
s	sortie
i	incident
r	réfléchi
sol	solaire
a	absorbé
e	émis

Abréviations

CEP	Centre Énergétique et Procédés
PMR	Produit mince réfléchissant
GES	Gaz à effet de serre
PIV	Vélocimétrie à image de particules
LdA	Lame d'air
LM	Laine minérale
PI	Parement intérieur
PE	Parement extérieur

INTRODUCTION GENERALE

Dans le cadre de la maîtrise et de la conservation de l'énergie, beaucoup de pays et d'industriels se sont engagés par des traités internationaux afin d'atteindre des objectifs communs de réduction de la consommation énergétique dans les principaux secteurs consommateurs.

Parmi les diverses mesures prises par la France pour diminuer l'augmentation des GES dans le secteur des bâtiments figure les Réglementations Thermiques dont la plus récente, celle de 2005 qui porte à la fois sur les bâtiments neufs résidentiels et tertiaires et vise à réduire les consommations d'énergie en agissant sur l'isolation des parois, la ventilation, le chauffage, les apports solaires, la climatisation, l'eau chaude et l'éclairage. Elle s'inscrit donc dans le programme de lutte contre l'effet de serre, un quart des émissions de gaz étant dû au chauffage des bâtiments et à la production d'eau chaude sanitaire. Périodiquement, un nouveau renforcement des exigences au niveau de la performance énergétique des bâtiments se traduit par une modification de la réglementation thermique et en particulier des coefficients de transmission thermique (valeur-U) pour les différents composants de l'enveloppe du bâtiment.

Avec les renforcements des normes, les recherches au niveau de la thermique du bâtiment se sont accentuées, en particulier l'isolation thermique de l'enveloppe qui joue un rôle important dans la maîtrise de la consommation d'énergie. En effet, une grande part des déperditions thermiques est liée aux pertes de chaleur à travers les murs, la toiture et le plancher. Pour cela, les recherches s'orientent principalement dans l'amélioration des performances thermiques des isolants thermiques existants sur le marché et la conception de nouveaux matériaux d'isolation tels que les isolants à forte inertie, les panneaux isolants sous vide et les isolants à propriétés réfléchissantes.

En effet, cette dernière technique d'isolation par isolants minces réfléchissants regroupe la performance isolante des parois ainsi que celle des lames d'air qui, délimitées par des barrières à faible émissivité thermique, réduisent les transferts de chaleur par rayonnement. Ces isolants réfléchissants sont présents sur le marché européen depuis la fin des années 1970. Ils sont surtout utilisés pour la rénovation ainsi que pour le renforcement de l'isolation d'anciens bâtiments. Ils ont l'avantage d'occuper très peu de place et d'augmenter par la suite la surface habitable. Cet aspect faible encombrement en plus de la facilité de manipulation encourage les particuliers à les acheter.

La vente de ces produits a donc connu une forte croissance dans la dernière dizaine d'années et on estime qu'ils représentent actuellement une part importante du marché des isolants en France. Bien que la vente et l'usage de ces produits soit en croissance continue, les PMR (produits minces réfléchissants) ne présentent jusqu'à aujourd'hui aucune certification quant à leurs performances thermiques effectives, une fois intégrés dans le bâtiment. Bien qu'il y ait beaucoup de travaux réalisés sur ce sujet, les différents résultats obtenus sont en contradiction.

En effet, le SFIRMM (Syndicat des Fabricants d'Isolants Réflecteurs Minces Multicouches) affirme que les produits minces réfléchissants, une fois posés, permettent d'atteindre une performance thermique équivalente à 20 cm de laine de verre alors que les PMR ne dépassent pas généralement 8 cm d'épaisseur, lames d'air comprises. Ces résultats comparatifs ont été obtenus à la suite de mesures in situ réalisées en périodes hivernale et estivale sur deux cellules identiques dont l'une est isolée avec du PMR et l'autre avec 20 cm de laine minérale.

Plusieurs laboratoires et scientifiques contestent les performances annoncées par le SFIRMM et se basent sur les résultats obtenus d'après les normes européennes existantes et les avis techniques qui définissent les performances après mise en œuvre des PMR. Ils affirment, contrairement aux fabricants des PMR, que les normes de mesure et de calcul existantes pour les matériaux isolants du bâtiment sont parfaitement adaptées à ce nouveau système d'isolation puisqu'elles prennent en compte tous les modes de transfert thermique. Les résultats de ces normes appliquées aux systèmes d'isolation par PMR donnent des performances thermiques beaucoup moins bonnes que celle publiées par le SFIRMM.

A la suite de cette controverse qui s'est développée, l'objectif principal de ce travail est de réaliser une caractérisation complète des PMR intégrés dans les parois verticales du bâtiment et les combles, par modélisation et par étude expérimentale, pour obtenir une meilleure connaissance des phénomènes physiques induits par ce type de produits d'isolation.

Ceci a amené, dans le chapitre 1, à une description détaillée de la composition, de la mise en œuvre et du principe de fonctionnement des produits minces réfléchissants. Un état de l'art est ensuite réalisé afin de synthétiser les différentes études théoriques et expérimentales réalisées sur ces produits.

La démarche de modélisation adoptée étant un découplage des phénomènes thermiques, le chapitre 2 est consacré à l'étude des phénomènes de convection naturelle dans les lames d'air non ventilées adjacentes au PMR. Afin d'intégrer l'échange convectif de ces lames d'air dans les modèles thermiques de paroi et de rampant, des corrélations sont proposées pour évaluer le coefficient d'échange convectif en fonction des conditions de températures, de l'inclinaison et des dimensions des lames d'air.

Etant donné que le rampant de toiture intègre une lame d'air ventilée ménagée sous la couverture de tuiles, le chapitre 3 étudie le transfert thermique et l'écoulement d'air induit par thermosiphon selon deux approches, expérimentale et numérique. Des corrélations donnant le débit d'air et les coefficients d'échanges sont alors proposés pour être intégrées dans le modèle thermique de rampant.

Le modèle de paroi complexe intégrant un PMR et des lames d'air non ventilées est décrit dans le chapitre 4. Les performances thermiques calculées pour les complexes verticaux et inclinés sont ensuite validées par une étude expérimentale basée sur le principe du calorimètre. Une étude paramétrique est également réalisée sur le modèle thermique afin d'étudier l'impact de plusieurs paramètres sur les performances thermiques obtenues.

Le modèle de rampant isolé, intégrant une lame d'air ventilée et le complexe de PMR, est développé dans le chapitre 5. L'effet des paramètres influents sur le facteur de transmission solaire est étudié dans les conditions estivales. Pour la période hivernale, l'effet du vent sur la répartition des pressions sur le rampant, et la perméabilité des tuiles sont étudiés ainsi que le débit d'air induit dans la lame d'air ventilée. Les résultats de performances thermiques sont exprimés en fonction de plusieurs paramètres.

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, inclinées et dans les rampants de toiture. Le niveau d'isolation thermique apporté par ces produits est évalué.

Chapitre 1 : Contexte

1.1 Introduction

Afin de réduire la consommation d'énergie dans le secteur des bâtiments, les recherches s'accentuent pour viser une meilleure isolation de l'enveloppe et minimiser les pertes thermiques à travers les murs, les planchers, la toiture et les parois vitrées du bâtiment quand l'intérieur est chauffé ou climatisé.

Pour cela et afin de limiter la propagation de la chaleur de l'intérieur vers l'extérieur et vice-versa, il est indispensable de recourir à l'usage des isolants thermiques. Les isolants traditionnels, dits « de masse », sont les plus courants. Les isolants fibreux minéraux (laine de verre, laine de roche) et les produits plastiques alvéolaires (polystyrène, mousse de polyuréthane) en sont des exemples. Ces isolants, utilisés au niveau de la toiture, des murs et des planchers, limitent le transfert thermique uniquement par conduction grâce à leurs faibles conductivités thermiques.

En période estivale, et surtout sous les climats chauds, la réduction de l'usage de la climatisation et l'amélioration du confort d'été sont aujourd'hui traités par des systèmes passifs de ventilation associés à une forte inertie thermique et surtout des solutions de réduction des apports solaires pour l'ensemble du bâtiment.

De nos jours, des solutions de revêtements réfléchissants sont de plus en plus utilisées afin d'intercepter le rayonnement solaire et diminuer l'absorption d'énergie surtout par les systèmes de toiture isolée. D'autres produits, vendus dans la catégorie des isolants, utilisent également des revêtements réfléchissants. Ils sont connus sous le nom de Produits Minces Réfléchissants (PMR).

Ces PMR ont envahi les marchés mondiaux sans qu'ils disposent d'une certification, par exemple ACERMI en France. Le CSTB a récemment établi une étude du marché de ces produits [CSTB, 2007] en se basant sur un sondage réalisé auprès des industriels de produits d'isolation. L'étude montre qu'en France, le marché des PMR représente un chiffre d'affaires qui atteint 110 M€ alors qu'au niveau européen, il est d'une valeur de l'ordre de 200 M€. Au niveau mondial par contre, il a été très difficile d'obtenir un chiffre d'affaires mais les recherches ont montré que ce genre de produits est largement implanté aux Etats-Unis, au Canada, en Australie et en Argentine.

Dans ce premier chapitre, la composition, la mise en œuvre et le principe de fonctionnement des produits minces réfléchissants sont décrits de manière détaillée. Ensuite, à cause de la problématique relevée sur ces nouveaux produits non certifiés et des controverses sur les procédures de caractérisation utilisées pour déterminer leurs performances une fois intégrés dans le bâtiment, un état de l'art est effectué ; il résume les différents travaux expérimentaux réalisées sur ces produits, in situ et en laboratoire, ainsi que les travaux réalisés par calculs normatifs et par modélisation. Les résultats de ces études sont ensuite commentés, ce qui permet d'expliquer l'approche de modélisation et les dispositifs expérimentaux choisis dans ce travail pour la caractérisation complète des PMR intégrés dans le bâtiment.

1.2 Description des produits minces réfléchissants

Un Produit Mince Réfléchissant (PMR), encore connu sous le nom de Barrière Thermique Réfléchissante (BTR), est un produit monocouche ou multicouche comportant une ou plusieurs feuilles peu émissives. Ces feuilles, de faible émissivité thermique, contribuent à l'isolation thermique des parois opaques du bâtiment en limitant les transferts par rayonnement. Les couches peuvent être constituées, de films avec ou sans bulles, de ouate synthétique, de mousse plastique expansée, de laine minérale ou d'origine animale ou végétale. Ces produits sont présentés sous forme de rouleaux, plaques ou panneaux et ont une épaisseur totale généralement comprise entre 5 et 30 mm.

Il existe deux grandes familles de produits réfléchissants : les produits à bulles représentés à la figure 1.2 par un film de polyéthylène emprisonnant des bulles d'air et les produits multicouches qui sont constitués d'une mousse plastique, ou une matière fibreuse en plusieurs couches séparées par des feuilles réfléchissantes intermédiaires (cf. figure 1.1).

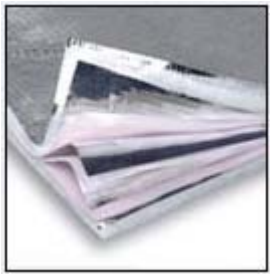


Figure 1.1 - Isolant mince réfléchissant multicouche

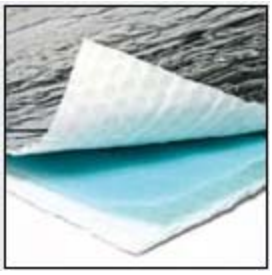


Figure 1.2 - Isolant mince réfléchissant à bulles

1.2.1 Principe de fonctionnement

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.

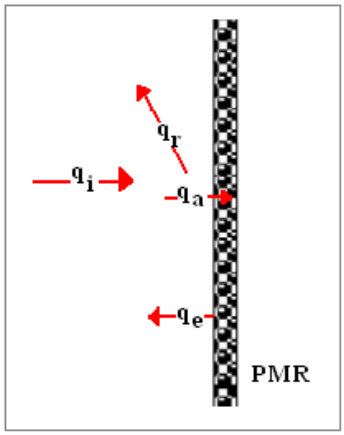


Figure 1.3 - Principe de fonctionnement du PMR

Les équations suivantes peuvent être tirées de la figure 1.3 :

$$q_r = (1-\varepsilon)\ q_i \quad (1.1)$$

$$q_a = \alpha\ q_i = \varepsilon\ q_i\ ^* \quad \text{(approximation des corps gris)} \quad (1.2)$$

$$q_e = \varepsilon M^0 = \varepsilon\sigma\ T_{PMR}^{\ 4} \quad (1.3)$$

(*) Valable car les PMR ne sont pas exposés directement au soleil, par suite on est à de grandes longueurs d'ondes pour l'absorption et l'émissivité.

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.

Pour que les PMR puissent fonctionner comme barrières au rayonnement infrarouge, il est par ailleurs indispensable que les faces réfléchissantes soient adjacentes à une ou deux lames d'air (respectivement d'un ou des deux côtés). Pour cela, la mise en œuvre de ces produits est très importante pour qu'ils puissent réduire le transfert thermique par rayonnement. Le PMR étant mince, sa simple résistance thermique intrinsèque ne suffit pas pour aboutir au niveau d'isolation souhaité.

1.2.2 Mise en œuvre

La contribution des PMR à l'isolation thermique des parois est étroitement liée à la mise en œuvre du produit sur le chantier et notamment l'aménagement ou non d'une (ou de deux) lame(s) d'air adjacente(s) au produit. Comme mentionné précédemment, la présence des lames d'air est très importante, elle permet aux feuilles réfléchissantes du PMR de réduire les échanges radiatifs dans le volume d'air améliorant ainsi la résistance thermique totale de la paroi.

Pour l'isolation des murs, ce type de produits nécessite l'aménagement d'une ou de deux lames d'air, de quelques centimètres d'épaisseur, intercalées entre l'isolant et les parements intérieur et extérieur pour permettre la réflexion du rayonnement. Le PMR posé doit être suffisamment tendu pour garantir la continuité et la constance de l'épaisseur des lames d'air. Il est important de noter qu'en contact avec un autre matériau solide, la feuille réfléchissante n'opère plus par rayonnement et le flux thermique traverse par conduction. D'autre part, les lames d'air doivent être étanches à l'air afin d'éviter la dégradation de la résistance thermique en cas d'infiltration d'air et la formation de boucles de convection naturelle.

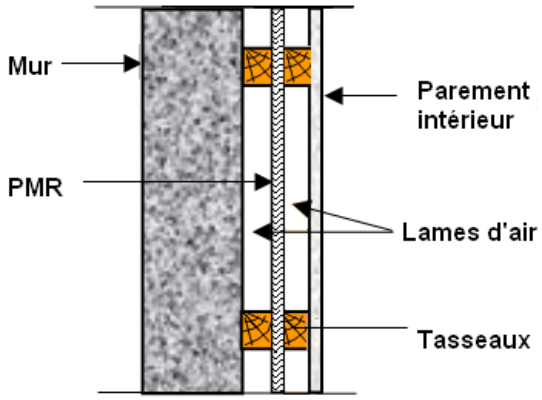


Figure 1.4 - Mise en œuvre au niveau d'un mur vertical

Au niveau des combles et des toitures, le PMR est utilisé seul ou en complément d'isolation. Quelle que soit la configuration, l'installation de ces produits exige la présence d'une ou de deux lames d'air de quelques centimètres d'épaisseur adjacentes au PMR.

Dans le cas de combles aménagés, et afin de mieux comprendre la pose du PMR, la structure d'une charpente traditionnelle est représentée à la figure 1.5.



Figure 1.5 - Charpente traditionnelle pour comble aménagé

Le premier type de pose consiste à fixer le PMR sous les chevrons entre les pannes comme représenté sur la figure 1.6. Il convient de s'assurer de l'étanchéité à l'air de la lame d'air éventuelle en sous face du produit réfléchissant. Une deuxième lame d'air peut être également conçue au-dessus du PMR. L'étanchéité de celle-ci doit être assurée, même si c'est difficile, par la pose d'un écran de sous-toiture.

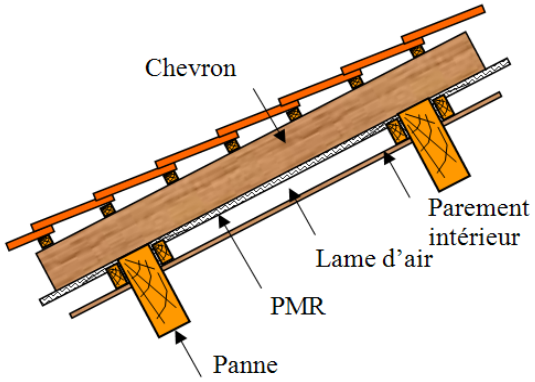


Figure 1.6 - Disposition du PMR en dessous des chevrons

Le deuxième type de pose consiste à fixer le PMR au-dessus des chevrons (figure 1.7). Le PMR, dans ce cas, rempli également la fonction d'un écran de sous-toiture. Pour cela, il doit être perméable à la vapeur d'eau pour éviter la condensation de l'accumulation d'humidité dans la charpente.

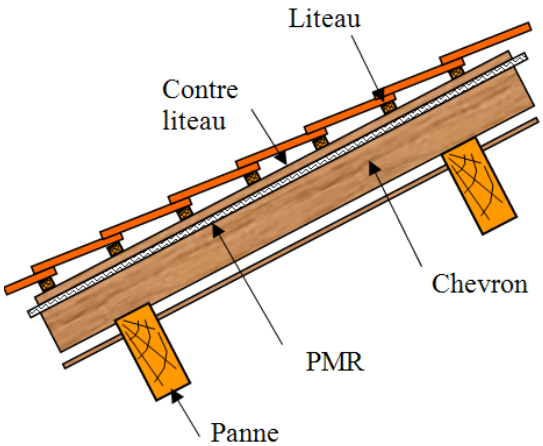


Figure 1.7 - Disposition du PMR au-dessus des chevrons (en écran de sous toiture)

Pour ce cas de pose, le PMR est en contact avec une lame d'air ventilée ménagée sous les tuiles. Cette lame d'air en face supérieure de la barrière est conseillée par les DTU de la série 40 [DTU, 40] qui imposent une certaine épaisseur et des sections de ventilation minimales à respecter.

1.3 Controverses existantes sur les performances des PMR intégrés dans le bâtiment

Depuis l'apparition des PMR sur les marchés mondiaux dans les années 70, plusieurs études expérimentales et théoriques ont été réalisées pour déterminer les performances thermiques des complexes de paroi du bâtiment intégrant ce genre de nouveaux produits d'isolation. On cite, comme exemple, celles de Yarbrough [Yarbrough, 1982], Holligsworth [Holligsworth, 1983] et Miller [Miller, 1990] qui ont montré que les calculs de la résistance thermique de ces complexes, à partir des données de l'Ashrae Handbook of Fundamentals, présentent des disparités avec les résultats de performance mesurés par boîte chaude gardée. Depuis lors, un doute existe sur la validité des calculs normatifs qui peuvent ne pas s'appliquer pour ces systèmes particuliers d'isolation.

Par ailleurs, depuis leur apparition jusqu'à l'heure actuelle, aucune norme spécifique n'a été établie pouvant leur conférer des performances thermiques certifiées. Pour cela, différents travaux ont été réalisés par la suite, chacun présentant une méthode d'évaluation différente et des résultats qui, pour certaines études, sont très différents. Ces travaux étudient principalement les performances thermiques des complexes de PMR et l'impact de leur installation dans les parois du bâtiment, généralement les combles et les murs. D'autres travaux évaluent les impacts de l'empoussièrement, de l'humidité et de la ventilation sur leur fonctionnement, ces derniers ne sont pas intégrés dans ce travail.

Dans le but d'évaluer les performances thermiques de ces produits, plusieurs avis techniques ont été publiés par le groupe spécialisé GS 20 [GS20] en charge de ces produits, des essais en environnement naturel et contrôlé ont été réalisés par des laboratoires indépendants et internationaux, et enfin des modèles de paroi intégrant ces systèmes d'isolation ont été établis. Ces travaux se divisent essentiellement en 4 types différents :

- Les études expérimentales in situ
- Les études expérimentales en laboratoire
- Les études par calculs normatifs
- Les études par calculs théoriques (modélisation numérique)

Le tableau 1.1 résume les résultats de performances thermiques obtenus par ces différentes études et publications.

Tableau 1.1 - Etudes et publications sur la caractérisation des performances thermiques des PMR

Organisme	Etudes	Mise en œuvre	Résultats	Validation
GS20 [GS20]	- Calculs normatifs (selon la méthode simplifiée des règles Th-U [Th-U] et normes européennes)	Pose directe sur plancher sans aménagement de lame d'air	Résistance thermique de 0,1 à 0,4 m^2.K/W	- Calcul suivant la norme NF EN ISO 6946 - Calcul par mesure selon la norme NF EN ISO 8990 -Essais réalisés en Amérique du Nord et en Europe
		Pose en mur et toiture avec aménagement d'une lame d'air	Résistance thermique de 0,2 à 1 m^2.K/W	
		Pose en mur et toiture avec aménagement de deux lames d'air	Résistance thermique de 0,3 à 1,7 m^2.K/W	
CSTB [CSTB, 2007]	- Essais comparatifs in situ sur deux cellules comparatives identiques à échelle 1: Une cellule est isolée avec du PMR muni de deux lames d'air, l'autre est isolée avec 20 cm de laine minérale (5 m^2.K/W) -Durée des essais : Période de 3 mois en hiver	- Conditions les plus favorables de mise en œuvre - Soin particulier accordé à la perméabilité à l'air de l'enveloppe, aux ponts thermiques et aux déperditions du sol et de la porte. - Les parois (murs et toiture) sont constitués, de l'extérieur vers l'intérieur, d'un bardage, d'une lame d'air ventilée, de panneaux de contreventement OSB, de la laine minérale ou d'un système de PMR avec deux lames d'air et finalement d'un parement intérieur	Pour maintenir la même température de consigne à l'intérieur des cellules, celle isolée avec du PMR consomme deux fois plus d'énergie que la cellule isolée avec 20 cm de laine minérale	- Calcul suivant la norme NF EN ISO 6946

Organisme	Etudes	Mise en œuvre	Résultats	Validation
CSTC [CSTC, 2004] [CSTC, 2006]	- Essais en laboratoire : Plaque chaude gardée et dispositif de mesure d'émissivité - Deux types de flux traversant le complexe d'isolation ont été considérés : vertical ascendant et vertical descendant	PMR seul	- Résistance thermique intrinsèque de 0,2 à 0,6 m^2.K/W - Emissivité de 0,05 à 0,2	- Mesures semblables réalisés par le National Physical Laboratory (NPL) - Calculs selon la norme EN ISO 6946
		PMR couplé à deux lames d'air non ventilée	- Résistance thermique de 1 à 1,6 m^2.K/W (les lames d'air sont responsables de 70 % de cette valeur) - Le complexe PMR, posé de façon optimale, est équivalent à 6 cm de laine minérale	
	- Essais in situ sur la cellule PASLINK - Période hivernale	Plusieurs complexes intégrant du PMR et deux configurations de laine minérale ont été testés	-La résistance thermique d'un complexe PMR muni de deux lames d'air est inférieure d'environ 73 % par rapport à celle retrouvée pour un échantillon de 20 cm de laine minérale de conductivité thermique égale à 0,0322 W/m.K et de densité 25 kg/m^3 La résistance thermique du complexe de PMR est donc de l'ordre de 1,67 m^2.K/W	
NPL [NPL, 2004] [NPL, 2007]	- Essais en laboratoire : boîte chaude gardée rotative (BCGR) pour étudier différents systèmes d'isolation de toiture	- PMR (Tri-iso Super 10) seul et couplé à une lame d'air		- Calculs par un outil thermique et par la norme européenne BS ISO 15099
		- PMR (Tri-iso super 9) couplé à deux lames d'air	- Résistance thermique de 1,71 m^2.K/W	
	- Essais en laboratoire : Fluxmètre gardé, adapté pour des conditions de température variables	- Deux systèmes d'isolation comparés : une cavité d'air isolé avec du PMR et une avec de la laine minérale de faible densité	- Aucun avantage n'a été accordé au complexe isolé par le PMR	
BRE [BRE, 2005]	- Essais in situ	- PMR (Tri-iso super 9) couplé à 2 lames d'air non ventilées (paroi verticale)	- Résistance thermique égale à 1,72 m^2.K/W	- Essais à la boîte chaude gardée du NPL

Organisme	Etudes	Mise en œuvre	Résultats	Validation
LET [LET, 2007]	- Essais en laboratoire : dispositif expérimental sous forme de cubes emboités	- Complexe formé d'un PMR muni de deux lames d'air de 3 cm d'épaisseur chacune	- Résistance thermique globale maximale de 1,5 m^2.K/W - cette valeur de résistance thermique globale est facilement détériorée par le vieillissement et la dégradation de l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR ainsi que par la moindre ventilation des lames d'air - La résistance thermique d'une lame d'air ne peut en aucun cas dépasser les limites physiques liées à la conductivité thermique de l'air immobile	
Miranville [Miranville, 2002]	- Calculs théoriques : modélisation détaillée d'une cellule expérimentale in situ en se basant sur des simulations en régime dynamique puis obtention d'un modèle simplifiée de complexe de toiture	- Complexe formé d'une tôle, d'une lame d'air supérieure (10 cm) construite entre panne, d'un PMR, d'une lame d'air inférieure de faible épaisseur (1,6 cm) et d'un plafond	- Pour les situations les plus défavorables (absorption maximale du rayonnement solaire et absence de ventilation naturelle), les PMR ont une performance convenable pour ce genre de climat et répondent aux exigences règlementaires - Facteur de transmission solaire de 0,015 - Conductivité apparente du complexe de toiture de 0,3 W/m^2.K - Résistance thermique globale de 3 m^2.K/W	- Mesures in situ sur cellule expérimental e échelle 1
	- Essais comparatifs en Réunion in situ sur des cellules de tailles réduites		- En comparant à une isolation traditionnelle des combles (tôle, lame d'air de 11,6 cm et plafond), l'ajout d'un PMR diminue le flux transmis à travers le complexe de toiture de 80 %.	

Organisme	Etudes	Mise en œuvre	Résultats	Validation
BM Trada [BMTRADA, 2005]	Essais comparatifs in situ	Tri-iso super 9	Pour garder la même température de consigne à l'intérieur, les cellules consomment la même quantité d'énergie. L'étude conclue que la résistance thermique globale est équivalente à celle de 200 mm de laine minérale (5 m^2.K/W).	

Le tableau récapitulatif montre que les résultats des études expérimentales, réalisées en laboratoire, aboutissent à des résultats du même ordre de grandeur que ceux obtenus par calculs normatifs, que ce soit pour les performances thermiques intrinsèques du PMR ou du complexe global intégrant une ou deux lames d'air. Pour les résultats des essais in situ, certains laboratoires ont obtenu des résultats du même ordre de grandeur que ceux obtenus par calculs normatifs alors que d'autres mesurent des performances thermiques beaucoup plus élevées.

Le tableau 1.1 montre bien la contradiction des résultats in situ entre les différents laboratoires. En effet, ceci peut être dû aux grands nombres d'incertitudes liées à cette méthode de mesure en environnement réel. Parmi ces incertitudes figurent celles qui sont liées aux équipements de mesure et à la calibration des cellules. D'autres sont liés aux conditions climatiques extérieures variables et non contrôlables qui peuvent perturber les mesures et donner des résultats de performances thermiques erronés. Par ailleurs, la différence entre les résultats peut être également due à la mise en œuvre de l'isolation qui peut parfois ne pas répondre aux exigences règlementaires de pose et présenter des ponts thermiques importants qui faussent les résultats. Un autre facteur peut également jouer un rôle important dans la caractérisation des performances thermiques, c'est l'étanchéité à l'air ; plus la cellule est imperméable à l'air, plus les résultats sont proches de ceux calculés par les règles Th-U [Th-U] et les normes européennes. Il est donc important de contrôler par des tests de pressurisation l'étanchéité à l'air des cellules, surtout quand l'isolation est poreuse et doit être protégée par un pare-vapeur et un écran de sous-toiture.

Il est très difficile de relier la consommation énergétique de la cellule à la performance thermique de ces parois verticales ou de son rampant isolé. D'ailleurs, on utilise généralement les essais sur cellules in situ non pas pour déterminer les coefficients de déperditions thermiques à travers les parois mais pour comparer la performance de plusieurs systèmes d'isolation différents. Donc, on peut conclure que les essais in situ ne sont pas la bonne solution pour donner une valeur précise de résistance thermique pour les systèmes complexes d'isolation. Ils permettent uniquement de comparer la consommation énergétique entre des cellules parfaitement identiques construites avec soin suivant les règles de l'art.

Pour les calculs normatifs, comme on l'a déjà mentionné, il n'existe jusqu'à présent aucune norme dédiée aux calculs des performances thermiques des PMR seuls ou intégrés dans les bâtiments. Par contre, il existe depuis les années 90 des normes européennes et internationales de calcul et de mesure de la performance thermique de parois opaques du bâtiment. Ces normes sont énumérées et commentées dans ce qui suit.

Parmi les normes de calcul figure principalement la NF EN ISO 6946 [EN6946] qui permet de calculer la résistance thermique de parois opaques du bâtiment intégrant les matériaux d'isolation. Cette méthode calcule le coefficient de transmission thermique des parois comportant des composants thermiquement homogènes et pouvant comprendre des lames d'air. En effet, elle consiste à déterminer la résistance thermique individuelle de chaque

composant de la paroi considérée et d'en tirer la résistance thermique globale par superposition des couches.

Pour la détermination des performances thermiques d'une lame d'air suivant cette norme, l'épaisseur, l'émissivité des faces et le sens du flux thermique traversant cet élément de paroi (horizontal à travers un mur, vertical ascendant ou descendant à travers une toiture) sont pris en compte. Le degré de ventilation de la lame d'air est également considéré à savoir trois degrés de ventilation : non ventilé, faiblement et fortement ventilé. Par contre, cette norme de calcul considère que les résultats de résistances thermiques pour les lames d'air traversées par un flux vertical sont identiques à celles traversées par un flux faisant un angle jusqu'à plus ou moins 30 % par rapport à l'horizontale. En effet, la norme ne prend pas en compte d'autres angles d'inclinaisons pouvant exister dans le bâtiment, surtout au niveau de la toiture. Par ailleurs, l'écart de températures de part et d'autre des lames d'air, qui est un paramètre important dans la caractérisation du niveau d'isolation de ces cavités, n'est pas considéré.

Les industriels fabricants de fenêtres ou de parois vitrées intégrant des cavités d'air calculent la résistance thermique des lames d'air non ventilées selon la norme EN 673 [EN673] ou la norme BS ISO 15099 [EN15099]. Cette dernière donne des valeurs pour les coefficients d'échange convectif à l'intérieur des lames d'air pour des paramètres beaucoup plus variés comme l'inclinaison, le dimensionnement et les écarts de températures de part et d'autre de la cavité. Des tables de résistances thermiques de lames d'air en fonction des écarts de températures et de l'émissivité sont également listées dans ASHRAE Book of Fundamentals.

Les Règles Th-U [Th-U] calculent également les coefficients moyens de déperdition par transmission (Valeur-U) de toutes les parois du bâtiment. Pour les cavités d'air, la méthode de calcul simplifiée de la résistance thermique d'après les règles Th-U est conforme à celle donnée par les normes NF EN ISO 6946 [EN6946] et NF EN ISO 10211 [EN10211]. En effet, les règles Th-U calculent les performances des lames d'air en fonction de l'émissivité, de l'orientation du flux thermique, de l'épaisseur de la lame d'air et du degré de ventilation.

Pour ce qui est des normes de mesures, la résistance thermique globale du PMR avec lame(s) d'air peut être mesurée directement par boîte chaude gardée selon la norme NF EN ISO 8990 [EN8990]. Cette dernière comprend tous les modes de transfert thermique. Le principe de la boîte chaude gardée consiste à placer un sandwich comportant les différents composants d'une paroi entre deux ambiances, froide et chaude, contrôlées et de mesurer en régime stationnaire le flux thermique traversant le sandwich en fonction de l'écart de températures établi de part et d'autre. Cette méthode de mesure prend en compte les trois modes de transfert de la chaleur, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement, et peut intégrer dans les résultats la perte de chaleur à travers les ponts thermiques présents dans la paroi. Par contre, le flux thermique traversant le sandwich est toujours horizontal, à l'exception de la boîte chaude gardée inclinable du NPL. Ce dispositif peut mesurer les performances thermiques de parois inclinées. La boîte chaude gardée rotative est utilisée généralement quand les parois à tester intègrent des composants dont les performances thermiques dépendent de l'inclinaison. C'est le cas des lames d'air intégrées dans des parois non verticales du bâtiment puisque l'écoulement de convection naturelle dans ces cavités dépend de l'angle d'inclinaison entre le flux traversant et l'accélération gravitationnelle.

Une autre méthode de mesure de la résistance thermique des matériaux du bâtiment existe, c'est la mesure par plaque chaude gardée ou fluxmètre conformément aux normes NF EN 12664 et 12667 [EN12664]. Ces deux méthodes sont généralement utilisées pour déterminer la résistance thermique intrinsèque d'un matériau.

La technique de mesure par plaque chaude gardée consiste à placer un échantillon du matériau entre deux plaques de températures constantes, l'une chaude et l'autre froide. La mesure du flux thermique traversant permet donc de retrouver la résistance thermique du matériau. Cette méthode représente une incertitude liée aux résistances de contact avec les plaques, surtout quand le matériau n'est pas rigide et peut présenter des ondulations durant la fixation. Dans le cas des produits réfléchissants, la mesure de la résistance thermique intrinsèque peut parfois présenter une grande incertitude puisque les résistances thermiques additives créées par les bulles d'air sont d'autant plus importantes que l'émissivité des faces du matériau est réduite.

D'autre part, le fluxmètre est un dispositif de mesure qui est placé en contact avec l'échantillon de conductivité inconnue et doté de capteurs de température placés de part et d'autre du matériau à tester. Cet appareil de mesure délivre une tension électrique proportionnelle au flux thermique traversant le matériau et calcule par la suite la conductivité thermique intrinsèque. Cette méthode de mesure est la moins précise car elle représente, en plus des incertitudes de mesures retrouvées pour la plaque chaude gardée, une erreur de calibration du dispositif puisque ce dernier doit être calibré au préalable, avant chaque essai, à l'aide d'échantillons étalons.

A défaut de norme spécifique, pour déterminer la résistance thermique totale d'une paroi isolée par un PMR adjacent à une ou deux lames d'air, la démarche suivante est généralement adoptée. La résistance thermique intrinsèque du PMR est mesurée par plaque chaude gardée ou par fluxmètre suivant les deux normes suivantes, NF EN 12664 et NF EN 12667. L'émissivité des faces réfléchissantes du PMR est mesurée suivant une méthode comparable à celle utilisée pour les vitrages à couches, EN 12898 [EN12898]. Les ponts thermiques existant dans la construction des quadrillages de lames d'air ou dans la fixation du produit isolant sont calculés d'après la norme NF EN ISO 10211. La résistance thermique des lames d'air peut être calculée d'après la norme EN 15099. Enfin, la résistance totale du complexe peut être calculée suivant la norme NF EN ISO 6946.

Pour conclure sur les calculs normatifs, il n'existe donc aucune norme dédiée qui regroupe en elle seule le calcul détaillé de tous les transferts thermiques existant dans les parois complexes intégrant les PMR et les lames d'air. Les normes de calcul existantes pour la caractérisation des performances thermiques des produits d'isolation donnent, par superposition, un ordre de grandeur et non pas une valeur exacte pour ce genre de produit. Il n'y a que la mesure par boiîte chaude gardée qui semble être la meilleure méthode expérimentale d'évaluation.

1.3.1 Conclusions sur l'étude bibliographique

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 règlementaires 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, la conduction et le rayonnement sont bien définis. Le problème semble être donc le

transfert convectif à travers les lames d'air qui n'est pas bien défini dans les normes. 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 restreintes qui peuvent ne pas représenter tous les cas de figures. Par ailleurs, les mesures sur les cellules en environnement réel présentent un niveau élevé d'incertitude et ne donnent pas de résultats précis et fiables.

La plupart des études confirment que la boîte chaude gardée de grande échelle est le dispositif le plus adapté pour mesurer les performances thermiques des complexes de PMR puisqu'il prend en compte tous les modes de transfert de chaleur. Il existe un nouveau dispositif, disponible uniquement au NPL : le concept de la boîte chaude gardée inclinée. Ce dispositif permet de donner des mesures de performances thermiques pour les parois complexes inclinées intégrant des lames d'air. La direction du flux à travers ces complexes est très importante dans la détermination du coefficient d'échange convectif. Ce dispositif est extrêmement coûteux et lourd à mettre en œuvre.

Par contre, certains clament que cette seule mesure de résistance thermique n'est pas suffisante pour caractériser thermiquement ces produits et des interrogations persistent quant à la validité de ces résultats, en réalité quand le complexe est exposé aux conditions thermiques réelles existantes autour du bâtiment.

1.3.2 Méthodologie de travail

Compte tenu de cette controverse sur les méthodes de caractérisation des PMR, une méthodologie a été mise en place dans ce travail afin de permettre une caractérisation thermique fiable et une évaluation complète des PMR. Cette méthodologie exclut les essais en environnement naturel et les calculs normatifs. Elle est constituée tout d'abord par une modélisation détaillée de l'ensemble des phénomènes thermiques ayant lieu dans les complexes de bâtiment intégrant les PMR, à savoir les parois verticales et les rampants de toiture. Une validation de ces modèles est ensuite réalisée par des mesures en environnement contrôlé sur un dispositif bien adapté. C'est une boîte chaude calibrée verticale qui peut également être inclinée.

Pour la modélisation, la démarche de découplage des phénomènes est particulièrement choisie afin d'étudier le transfert convectif à part pour mieux comprendre le mouvement d'air à l'intérieur des lames d'air fermés (dans le cas des complexes de parois verticales et les combles) et ouvertes (dans le cas de la lame supérieure ventilée de la toiture). Dans un premier temps, elle consiste à découpler les phénomènes thermiques ayant lieu dans les complexes de parois verticales et les combles intégrant des PMR, ensuite à modéliser chaque mode de transfert thermique indépendamment et, par la suite, à coupler tous les phénomènes dans une modélisation thermique nodale du même type que les modélisations utilisées dans la plupart des codes de calcul du bâtiment. Cette démarche de découplage respecte les lois des transferts de chaleur puisqu'elle consiste à étudier la convection naturelle séparément et la remplacer par un coefficient d'échange convectif moyen, pour le cas d'une lame d'air fermée, et par des coefficients d'échanges convectifs et un débit massique, pour le cas de la lame d'air ventilée. Ces termes représentant les échanges thermiques par convection sont introduits dans un solveur thermique THERMETTE représentant les complexes de parois verticales et de toiture. Ces derniers sont formés par le PMR, les lames d'air et tous les autres composants du bâtiment nécessaires à la mise en œuvre de ces complexes comme, par exemple, les éléments de fixation, les tasseaux pour la constitution des lames d'air et enfin la charpente.

Tout d'abord, pour l'étude des lames d'air fermées ménagées de part et d'autre du PMR, un travail de simulation numérique est réalisé dans le chapitre 2 à l'aide d'un code CFD dont l'objectif principal est la détermination des paramètres intervenant dans l'écoulement de convection naturelle. Ce travail de modélisation est comparé aux études similaires trouvées dans la littérature. Une corrélation pour le coefficient d'échange convectif moyen en fonction des différents paramètres est établie. Elle est valable pour de grands intervalles de fonctionnement et pour les différents cas de figures présents dans le bâtiment.

Pour la lame d'air ouverte (ou thermosiphon) présente sous les tuiles et dont la mise en œuvre est demandée par les règles de construction et les normes européennes, le phénomène d'écoulement d'air est étudié dans le chapitre 3 par une approche expérimentale basée sur des mesures de Vélocimétrie par Image de Particules (PIV). Ces essais sont utilisés d'abord pour valider une modélisation CFD du thermosiphon. Puis le modèle est utilisé pour compléter les essais par une étude paramétrique. Les résultats des essais et des simulations déterminent alors les paramètres intervenant dans le phénomène de convection naturelle à l'intérieur du thermosiphon. Ceci permet la définition de corrélations pour le débit d'air et les coefficients d'échanges convectifs à l'intérieur de la cavité ouverte.

Après avoir modélisé le transfert convectif et l'écoulement d'air à travers des lames d'air, un couplage de modèles conductif, convectif et radiatif est réalisé à l'aide du logiciel THERMETTE dans le chapitre 4 pour un complexe de paroi verticale et inclinée intégrant un PMR et des lames d'air non ventilées. Les corrélations trouvées au Chapitre 2 sont alors utilisées. Une expérimentation basée sur le principe de la boîte chaude calibrée verticale et inclinée est utilisée pour valider le modèle réalisé.

Le chapitre 5 étudie le modèle de toiture complexe développé en utilisant la même approche de couplage de modèles. Les lames d'air, fermée et ouverte, sont alors représentées par les coefficients d'échanges convectifs correspondants calculés dans les chapitres 2 et 3. Deux types de modélisation sont établis. Le premier modèle est réalisé pour des conditions estivales ; ensoleillement et absence de vent. Ce dernier étudie l'influence de différents paramètres sur le facteur de transmission solaire du complexe de toiture modélisé. Les résultats d'essais réalisés par le CSTB sur un dispositif de comble à échelle 1 valident les résultats du modèle en conditions estivales ainsi développé. Le deuxième modèle de toiture est réalisé pour la période hivernale. Ce modèle prend en compte la porosité des tuiles et l'influence de la ventilation sur les débits d'air dans la lame d'air ouverte. Les performances thermiques du complexe de rampant isolé sont alors évaluées en fonction de plusieurs paramètres.

Enfin, une conclusion est établie sur les performances thermiques des PMR. Elle englobe les résultats du travail de modélisation et des essais. Une évaluation complète est obtenue sur les performances réelles de ces produits intégrés dans les parois verticales du bâtiment et les combles.

Chapitre 2 : Etude des écoulements de convection naturelle en cavité fermée

2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de caractériser les écoulements de convection naturelle dans les espaces confinés, plus particulièrement dans les cavités parallélépipédiques fermées, de dimensions et d'inclinaisons variables et dont les parois sont chauffées différentiellement. En effet, ce type d'écoulement d'air est présent dans de nombreux systèmes et processus industriels ; par exemple les systèmes thermiques solaires, les systèmes de refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires, les bâtiments et, plus précisément, l'isolation de parois opaques ou vitrées. Dans le cadre de notre étude, la caractérisation des performances thermiques des lames d'air fermées permet de déterminer la part de résistance thermique qu'ajoutent ces cavités d'air aux complexes de paroi isolée avec des PMR à faces peu émissives.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités d'air fermées, le but étant de pouvoir maîtriser les transferts de chaleur. En effet, pour plusieurs applications on cherche à améliorer les échanges thermiques à l'aide de ces cavités d'air alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour les écoulements de convection libre dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace et les propriétés thermophysiques du fluide.

Dans ce chapitre, une bibliographie détaillée est tout d'abord effectuée sur la convection naturelle dans les lames d'air non ventilées. Cette bibliographie 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 ou horizontales chauffées par le bas (cas de la convection de Rayleigh-Bénard). De plus, les corrélations proposées dans la littérature sont valables pour certaines dimensions de cavité et manquent pour certains angles d'inclinaison. Pour cela, dans une deuxième partie de ce chapitre, une modélisation numérique est réalisée à l'aide du code CFD Fluent pour des cavités d'air de différents allongements, possédant deux parois chauffées différentiellement et balayant plusieurs angles d'inclinaison allant de 0° (cavités chauffées par le bas) à 180° (cavités chauffées par le haut). Enfin, les résultats numériques obtenus sont validés pour certains cas d'étude par des corrélations choisies dans la littérature et sont utilisés pour définir un coefficient d'échange convectif moyen à l'intérieur des lames d'air fermées pour une plage importante d'allongement et du nombre de Rayleigh.

2.2 Etat de l'art en convection naturelle

Depuis plusieurs années, l'écoulement dans les cavités confinées chauffées différentiellement fait l'objet de nombreuses études numériques et expérimentales. Ces dernières ont montré que le régime d'écoulement dans ces cavités d'air fermées est conditionné par plusieurs paramètres qui sont essentiellement l'écart de températures entre les deux parois chaude et froide, les dimensions de la cavité parallélépipédique et l'angle d'inclinaison que fait la paroi chaude avec l'horizontale. En effet, pour de faibles écarts de températures entre parois actives, l'écoulement est laminaire. L'écart de températures étant le moteur de la convection naturelle, une augmentation au-delà d'une certaine valeur critique va créer des instabilités qui entraînent la transition de l'écoulement vers des régimes instationnaires, chaotiques, voire même turbulents.

Dans cette étude bibliographique, un état de l'art est réalisé afin de résumer les différents régimes d'écoulements existants et de présenter les corrélations de transferts thermiques à travers ces cavités d'air.

2.2.1 Rappel des lois fondamentales

La convection naturelle est un phénomène de transfert thermique entre un solide et un fluide de températures différentes qui se traduit par une diffusion de chaleur entre les deux milieux. 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.

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]. 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.

Pour les écoulements turbulents, des améliorations ont été apportées aux modèles mathématiques avec la conception de calculateurs de plus en plus puissants. Sur le plan expérimental, des chercheurs ont travaillé sur la conception et le développement de dispositifs de grandes tailles, plus performants du point de vue mesure et permettant d'obtenir une bonne visualisation des écoulements à grand nombre de Rayleigh. Ces dispositifs doivent pouvoir atteindre les mêmes conditions aux limites imposées dans les modèles numériques 3D comme par exemple l'adiabacité des parois latérales et horizontales pour comparer et valider les modèles. Dans le but de rapprocher les études numériques et expérimentales sur ce sujet, Mergui [Mergui, 1996] a réalisé une étude expérimentale détaillée sur un dispositif 3D de grandes dimensions afin de caractériser les écoulements turbulents dans une cavité carrée 3D chauffée différentiellement. L'objectif principal de son étude était de comparer ses résultats à ceux des études numériques récentes. Pour cela il a apporté un soin particulier aux conditions aux limites de la cavité par une bonne isolation des parois passives et par la mise en place de cavités de garde de part et d'autre.

La solution du problème de convection naturelle dans une cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement est obtenue en définissant un coefficient d'échange moyen h_m qui permet de calculer la densité surfacique de flux non radiatif q échangé entre les deux parois isothermes (eq. 2.1):

$$q = h_m \ (T_1 - T_2) \qquad (2.1)$$

Pour cela, le nombre adimensionnel de Nusselt est introduit. Il représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Ce nombre de Nusselt présente dans sa formule la densité surfacique de flux non radiatif q et est donné par la formule suivante (eq. 2.2):

$$Nu_b = q\frac{b}{\lambda\ \Delta T},\ \Delta T = T_1 - T_2 \qquad (2.2)$$

où q est la densité surfacique 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 fermées, le nombre de Nusselt sera basé sur l'épaisseur entre les parois actives comme dans la plupart des études trouvées dans la littérature.

Pour de nombreux chercheurs, comme par exemple Batchelor [Batchelor, 1954], qui ont 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 (cf. figure 2.1).

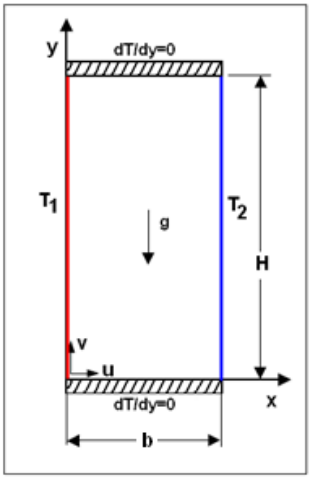


Figure 2.1 Cavité d'air rectangulaire chauffée différentiellement

Le nombre de Rayleigh est défini par l'expression suivante (eq. 2.3) :

$$Ra_b = \frac{g\ \beta\ \Delta T\ b^3}{\nu^2} \times \mathrm{Pr}\ ,\ \Delta T = T_1 - T_2 \qquad (2.3)$$

La densité surfacique 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 (eq. 2.4):

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, \mathrm{Pr}, A)\ ,\ A = \frac{H}{b} \qquad (2.4)$$

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 (eq. 2.5).

$$Nu_b = Nu_b(Ra_b, A) \tag{2.5}$$

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 est considéré négligeable, surtout quand la longueur dans la troisième dimension W est largement supérieure à celle entre les parois actives.

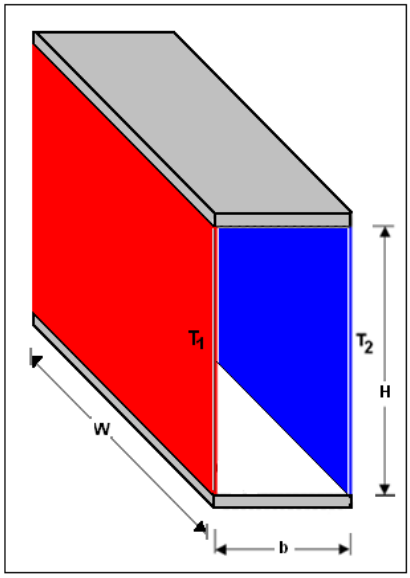


Figure 2.2 - Cavité 3D chauffée différentiellement

Manz [Manz, 2003] a vérifié cette hypothèse en calculant le nombre de Nusselt obtenu pour une cavité tridimensionnelle d'allongement 20 et de troisième dimension W égale à 0,4 m (cf. figure 2.2). 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] 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.

Puisque le transfert convectif dans les cavités d'air peut être contrôlé suivant le besoin en faisant varier différents paramètres, les études réalisées sur ce sujet ont pour objectif principal de mieux maîtriser les échanges thermiques et l'écoulement d'air à l'intérieur de ces cavités. Dans ce qui suit, l'état de l'art des travaux réalisés dans la littérature sont divisés en trois parties : les cavités d'air verticales ($\theta = 90°$), θ étant l'angle d'inclinaison entre la paroi chaude et l'horizontale (cf. figure 2.3), les cavités horizontales chauffées par le bas ($\theta = 0°$) et les cavités d'air inclinées ($0° < \theta < 90°$ et $90° < \theta \leq 180°$).

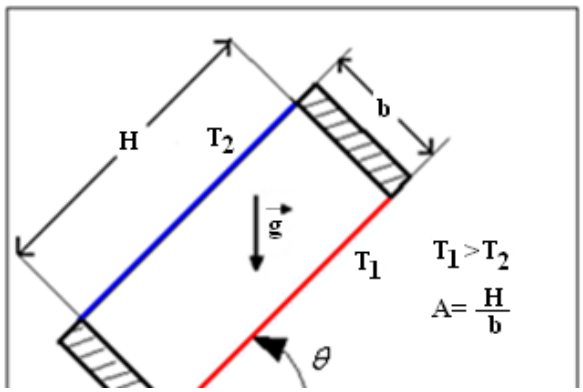


Figure 2.3 - Cavité inclinée chauffée différentiellement

2.2.2 Cavité aux parois 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 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] discute dans son article de la validité de ces expériences et des corrélations établies.

Eckert et Carlson [Eckert, 1969] 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 différentiation entre ces régimes est le gradient de température horizontal dans la zone centrale de la cavité.

Benkhelifa [Benkhelifa thèse, 2006] 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 $1{,}32.10^6$ 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] 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] a établi une corrélation pouvant

déterminer le Rayleigh critique au-delà duquel l'écoulement devient multicellulaire ; elle est définie par l'expression suivante (eq. 2.6):

$$Ra_c = 8000(1+\frac{5}{A})\,\mathrm{Pr} \qquad (2.6)$$

Cette corrélation montre que les écoulements secondaires ont lieu dans une certaine plage de valeurs du nombre de Rayleigh, fonction de l'allongement A et du nombre de Prandtl. D'autres auteurs comme Lee [Lee, 1983] et Zhao [Zhao 2, 1997] ont également étudié les écoulements multicellulaires présents dans les lames d'air verticales par simulation numérique. Les travaux ont principalement montré que la stratification thermique au sein de la cavité empêche la formation de cellules secondaires. Cette stratification est d'autant plus forte que l'allongement de la cavité est petit. Les travaux expérimentaux de visualisation des écoulements secondaires dans les lames d'air verticales sont résumés dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1 - Visualisation des cellules secondaires dans des cavités d'air verticales [Wright, 2006]

Auteurs	Ra	A	Méthode
Vest et Arpaci	6745	33	Ecoulement de fumée
Korpela	6390	33	Ecoulement de fumée
Keizer-Boogh	8700	14	Fumée
Chikaoui et al.	7100, 8165	12	Fumée
Lartigue et al.	9222	40	PIV, encens
Choi et Korpela	5180, 6461, 8946, 15052	38,6	Fumée, anneau

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.

Le régime d'écoulement dans la cavité d'air est, par contre, un facteur important dans cette étude. Suivant l'allongement de la cavité considérée et le nombre de Ra imposé, l'écoulement de convection naturelle dans la lame d'air peut être laminaire ou turbulent. Batchelor [Batchelor, 1954] a trouvé la limite de transition entre les deux types d'écoulement pour des cavités d'allongement allant de 10 à 100 et dont le nombre de Rayleigh varie de 10^2 à 10^7. Il prévoit une transition vers la turbulence à un Rayleigh égal à 13700 pour des cavités de grands allongements et à $10^9.A^{-3}$ pour des écoulements à grand nombre de Rayleigh et dont l'allongement des cavités est inférieur à 40.

Manz [Manz, 2003] dans son étude numérique a recherché le point de transition à la turbulence, c'est-à-dire le Rayleigh critique à partir duquel le régime devient turbulent et ceci pour des cavités de trois allongements différents (20, 40 et 80). De faibles écarts ont été retrouvés entre ses résultats et ceux de Batchelor (ceux de Manz sont marqués en noir sur la figure 2.4).

La figure 2.4 montre la classification établie par Yin [Yin, 1978] qui délimite les régimes de conduction, de transition et de couche limite en fonction du nombre de Ra et de l'allongement. Les distributions de température et de vitesse pour différents nombres de Rayleigh (différents régimes d'écoulement) sont cohérentes par rapport à celles trouvées par Yin.

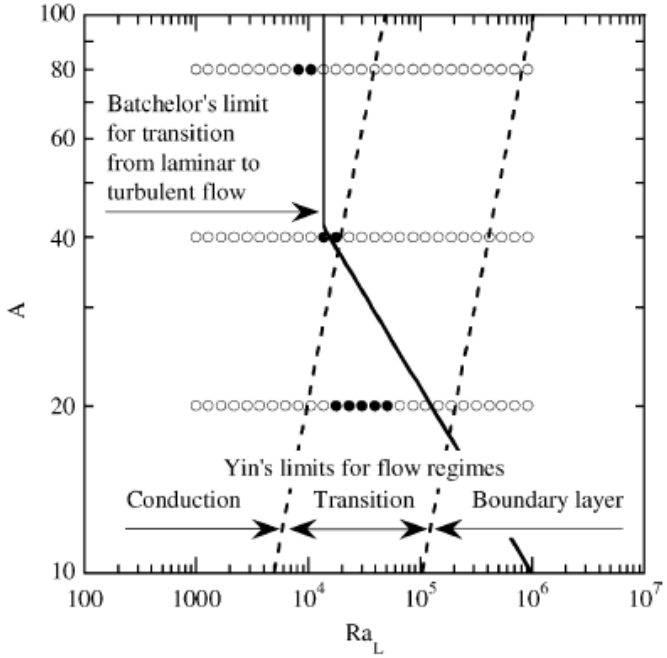


Figure 2.4 - Classification des différents régimes d'écoulement
en fonction du nombre de Ra_L (L étant l'épaisseur entre parois actives)
et de l'allongement A [Manz, 2003]

Une conclusion peut être tirée des deux études, le régime de turbulence est établi pour des nombres de Ra plus élevés quand la cavité a un petit allongement.

La théorie montre donc que le nombre de Nusselt caractérisant l'échange convectif dans les cavités d'air est uniquement fonction du nombre de Ra et de l'allongement A. Par suite, le nombre de Nusselt prend dans la plupart des cas la forme générale suivante (eq. 2.7) :

$$Nu = c \times \frac{Ra^m}{A^n} \qquad (2.7)$$

En faisant varier l'épaisseur de la lame d'air, la plupart des études réalisées ne pouvaient pas séparer l'effet du nombre de Ra et de l'allongement sur le nombre de Nusselt. ElSherbiny [ElSherbiny, 1980] a trouvé une méthode de séparation de l'effet des deux paramètres intervenant dans le nombre de Nusselt. Cette méthode consiste à faire varier le nombre de Ra en modifiant la pression du fluide à l'intérieur de la lame d'air, donc sans faire varier l'épaisseur de la lame d'air. Ceci lui a permis de travailler sur de grands nombres de Ra qui pouvaient atteindre 10^8 et de très grands allongements pouvant arriver à 110. ElSherbiny [ElSherbiny, 1982] a également proposé, à travers les résultats de ses essais, une corrélation avec une déviation maximale de 9 %. Les conditions aux limites des parois horizontales délimitant la lame d'air ne sont pas adiabatiques mais parfaitement conductrices, un profil de température linéaire existe donc sur les parois horizontales entre les deux surfaces isothermes. La corrélation qu'il a trouvée est la suivante (eq. 2.8):

$$Nu_1 = 0{,}0605 \times Ra_b^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_2 = \left[1 + \left(\frac{0{,}104 \times Ra_b^{0{,}293}}{1 + \left(\frac{6310}{Ra_b} \right)^{1{,}36}} \right)^3 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_3 = 0{,}242 \times \left(\frac{Ra_b}{A} \right)^{0{,}272}$$

$$Nu = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$$

$5 \leq A \leq 110,$

$A=20 : Ra_b < 2 \times 10^6$

$A=40 : Ra_b < 2 \times 10^5$

$A=80 : Ra_b < 3 \times 10^4$ (2.8)

Wright [Wright, 1996] a proposé une corrélation pour modéliser le transfert thermique dans une cavité d'air verticale. Cette corrélation (eq. 2.9) est déterminée par plusieurs résultats expérimentaux de la littérature pour des allongements supérieurs à 40 (A≥40) et pour des nombres de Rayleigh inférieurs à 10^6. Wright a déduit, d'après son étude, que le Nusselt ne dépend plus de l'allongement dans ces plages particulières de Ra et de A:

$$Nu = 0{,}0673838 \times Ra_b^{0{,}3} \qquad 5.10^4 < Ra_b \leq 10^6$$

$$Nu = 0{,}028154 \times Ra_b^{0{,}4134} \qquad 10^4 < Ra_b \leq 5.10^4$$

$$Nu = 1 + 1{,}75967 \times 10^{-10} \times Ra_b^{2{,}2984755} \qquad Ra_b \leq 10^4$$

(2.9)

Yin [Yin, 1978] a également étudié par expérimentation la convection naturelle dans une cavité parallélépipédique verticale chauffée différentiellement. Les surfaces horizontales de la cavité étaient bien isolées afin d'assurer leurs adiabaticités. La corrélation qu'il a développée (eq. 2.10) regroupe 94 % de ses résultats expérimentaux avec une déviation maximale de ± 20 %. L'expression du Nusselt est valable pour une plage donnée du Rayleigh allant de $1{,}5.10^3$ à 7.10^6 et pour un allongement qui varie de 4,9 à 78,7 :

$$Nu = 0{,}23 \times A^{-0{,}131} \times Ra_b^{0{,}269} \qquad (2.10)$$

La corrélation qu'il a proposée a été comparée aux corrélations de Jakob [Jakob, 1964], Eckert et Carlson [Eckert, 1961] et Newell et Schmidt [Newell, 1969]. Ces dernières sont valides pour de plus petites plages de Rayleigh et des allongements inférieurs à 42.

Dans ses travaux, Zhao [Zhao, 1997] a effectué des simulations numériques sur des cavités d'air verticales dont l'allongement varie entre 5 et 80 en utilisant la méthode des éléments finis. Les parois horizontales de la cavité sont considérées adiabatiques. Il a ensuite comparé les résultats numériques obtenus avec des résultats expérimentaux et a proposé une corrélation qui présente une déviation maximale de plus ou moins 6 % entre les deux résultats expérimentaux et numériques. Deux expressions différentes sont alors proposées (eq. 2.11), une pour un nombre de Rayleigh inférieur à 10^4 et une autre pour un nombre de Rayleigh supérieur à 10^4 mais limitée par un nombre de Rayleigh Ra_{ul} tel que l'écoulement reste toujours laminaire à l'intérieur de l'intervalle.

$$Nu = \left[1 - 0{,}00813277 \times \left(\frac{Ra_b}{A}\right) + 0{,}00723291 \times \left(\frac{Ra_b}{A}\right)^{1{,}08597}\right]^{0{,}279072} \qquad Ra_b < 10^4$$

$$Nu = 0{,}0999542 \times \left(1 + 0{,}997983 \times e^{-0{,}0997981 \times A}\right) \times Ra_b^{0{,}274216} \qquad 10^4 \le Ra_b \le Ra_{ul} \quad (2.11)$$

$Ra_{ul} = 10^5$, A=20

$Ra_{ul} = 1{,}5 \times 10^4$, A=40

$Ra_{ul} = 5 \times 10^3$, A=80

D'autre part, la norme européenne EN 673 [EN673, 1997], qui décrit une méthode pour le calcul du coefficient de transmission thermique (valeur-U) des unités de vitrages isolants, propose un coefficient d'échange convectif dans une cavité. Le coefficient d'échange est fonction uniquement du nombre de Rayleigh et aucun intervalle de validité pour le nombre de Rayleigh et l'allongement n'est indiqué. Les conditions aux limites des parois horizontales délimitant la cavité sont considérées non importantes et n'influencent pas les résultats de calcul du coefficient d'échange total de la cavité. La corrélation établie dans cette norme est donnée par la formule suivante (eq. 2.12)

$$Nu = \max(0.035 \times Ra_b^{0.38}, 1) \qquad (2.12)$$

ElSherbiny [ElSherbiny, 1980], Yin [Yin, 1978], Zhao [Zhao, 1997], Wright [Wright, 1996] et la norme européenne EN673 [EN673, 1997] ont donc examiné les lames d'air verticales chauffées différentiellement. Une comparaison de ces différentes corrélations a montré des écarts significatifs dans l'évaluation du nombre de Nusselt, et ceci pour plusieurs valeurs d'allongement de lames d'air allant de 10 à 40.

Pour un allongement égal à 10 (Figure 2.5), seule la corrélation de Yin montre un écart significatif avec les autres corrélations pour des nombres de Rayleigh allant jusqu'à 4.10^5 (équivalent à un écart de température de 50 K).

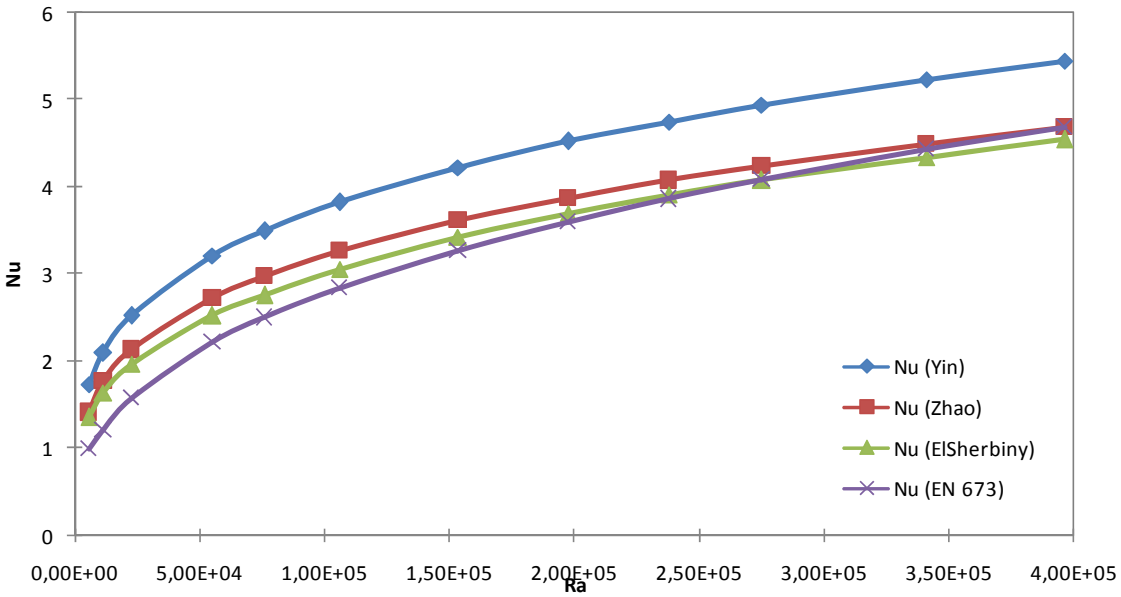


Figure 2.5 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A=10)

Les résultats des courbes de la figure 2.5 montrent que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Rayleigh. Le minimum correspond à une valeur du Nusselt égal à 1. Dans ce cas, le régime de transfert thermique à l'intérieur de la cavité est de la conduction pure.

Egalement pour une lame d'air ayant un allongement égal à 20, la figure 2.6 montre que la corrélation de Yin donne des nombres de Nusselt présentant des écarts avec les autres corrélations bien que le profil d'évolution avec le nombre de Rayleigh soit identique.

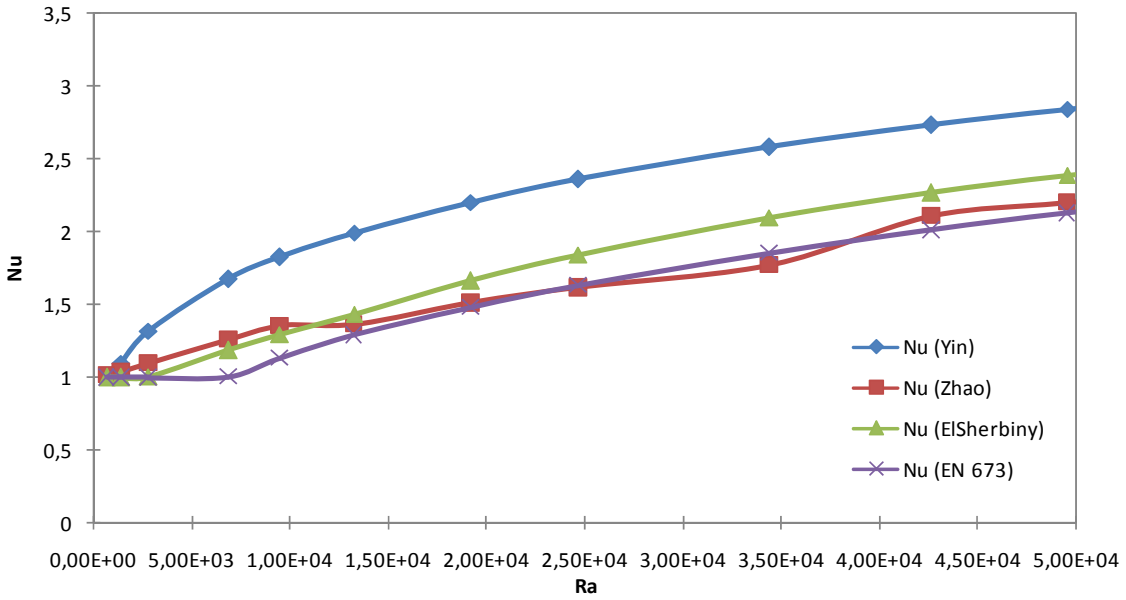


Figure 2.6 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A = 20)

Un autre exemple de l'écart entre les valeurs de Nusselt obtenues en fonction du nombre de Rayleigh est représenté à la figure 2.7 pour un allongement de la lame d'air de 25. La corrélation de Yin s'éloigne de plus en plus des autres courbes. Les corrélations d'Elsherbiny et de Zhao donnent des résultats très proches dans la totalité de l'intervalle de Rayleigh considéré. D'autre part, les nombres de Nusselt obtenus par la norme européenne EN 673 gardent la valeur 1 pour de plus grands nombres de Rayleigh.

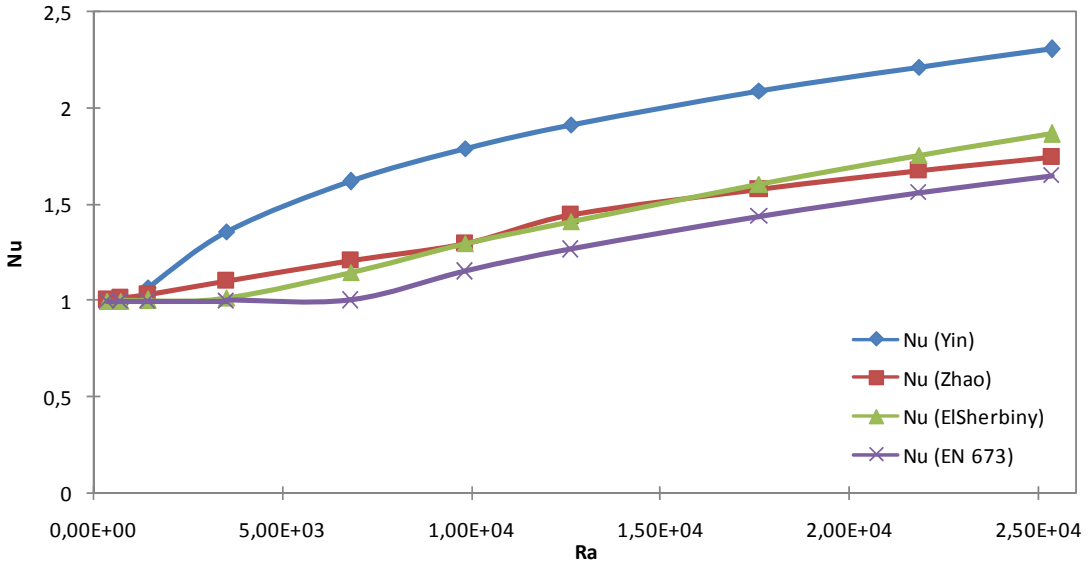


Figure 2.7 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A = 25)

La figure 2.8 montre qu'avec l'augmentation de l'allongement de la cavité chauffée différentiellement, la corrélation de Yin s'écarte de plus en plus des autres corrélations. Les mêmes conclusions que celles du cas précédent peuvent être tirées.

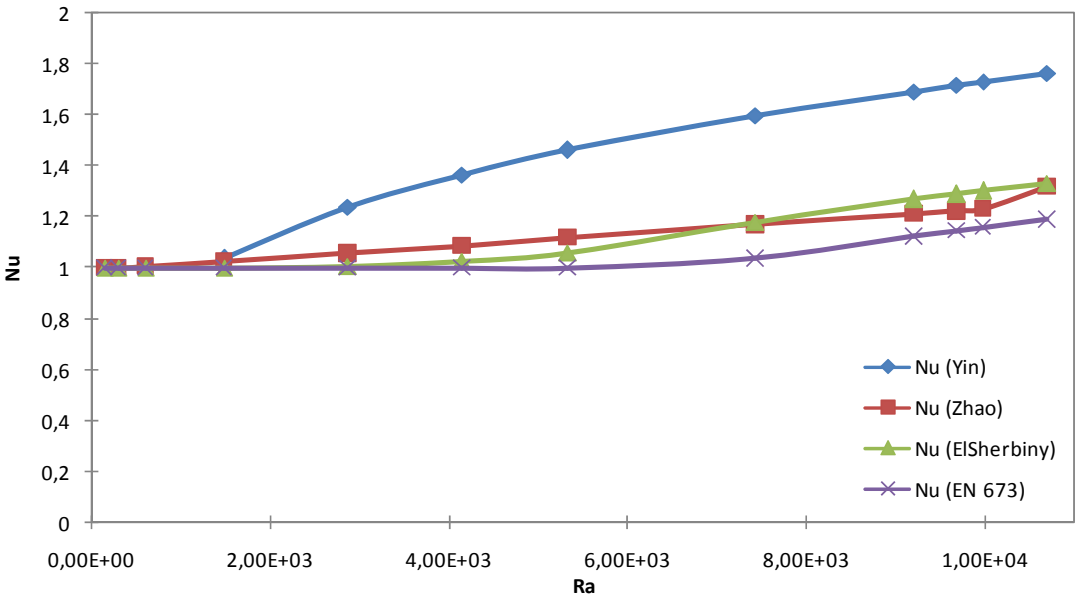


Figure 2.8 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A = 33)

Enfin, pour une lame d'air ayant un allongement égal à 40, la figure 2.9 montre que les corrélations d'ElSherbiny, de Wright et de Zhao semblent être les plus adaptées à cet allongement.

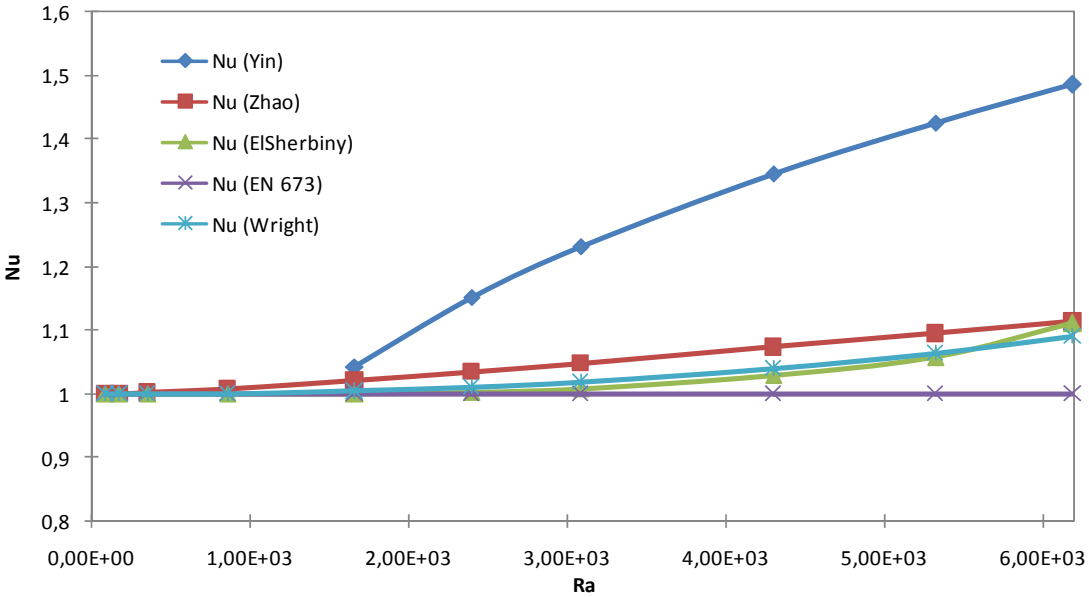


Figure 2.9 - Comparaison entre corrélations des nombres de Nusselt en fonction de Ra (A = 40)

Ces écarts significatifs entre les différentes corrélations sont probablement liés aux limites des expérimentations réalisées pour l'établissement de ces corrélations et le nombre de points de la base de données expérimentales. Pour sélectionner une corrélation utilisable pour modéliser le transfert thermique à travers les lames d'air verticales fermées, dans une deuxième partie de ce chapitre, une modélisation d'une lame d'air verticale est entreprise avec le code CFD Fluent et comparée aux résultats des corrélations.

2.2.3 Cavité aux parois horizontales chauffées différentiellement

La convection naturelle de Rayleigh-Bénard (cf. figure 2.10) a fait l'objet de plusieurs investigations puisqu'elle présente plusieurs régimes d'instabilités suivant la valeur du nombre de Rayleigh, lui-même fonction de l'écart de températures imposées de part et d'autre des parois horizontales actives.

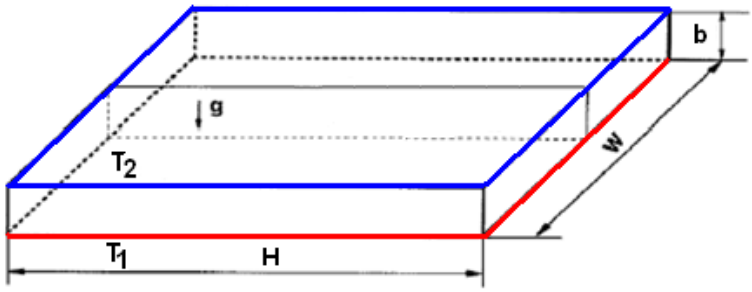


Figure 2.10 - Cavité horizontale chauffée par le bas

En effet, l'augmentation de cet écart entraine une évolution du type d'écoulement et des configurations intéressantes de rouleaux contrarotatifs apparaissent. Au-dessous d'une valeur critique du nombre de Rayleigh, de l'ordre de 1708, les cavités fermées chauffées par le bas présentent un écoulement de convection naturelle en régime conductif. Au-dessus de cette valeur critique, les couches horizontales de fluide sont soumises à des gradients verticaux de température suffisamment importants, le seuil d'instabilité est alors atteint. Par la suite, des arrangements de cellules de convection apparaissent prenant la forme de rouleaux contrarotatifs bidimensionnels d'axes horizontaux parallèles.

Khrishnamurti [Khrishnamurti, 1973] a démontré que pour des fluides à faible nombre de Prandtl, comme l'air par exemple, la transmission de l'état stationnaire à la turbulence a lieu directement, sans le passage par d'autres régimes intermédiaires. La turbulence est alors atteinte pour de faibles nombres de Rayleigh et plus précisément pour des valeurs au-delà de $4{,}8.10^3$. Mc Laughin [Mc Laughin, 1982] a, par contre, démontré par des simulations numériques 3D qu'il existe deux régimes intermédiaires avant d'atteindre la turbulence, le régime périodique et le régime quasi-périodique, et ceci pour des nombres de Rayleigh allant de $6{,}5.10^3$ à $1{,}5.10^4$.

La plupart des travaux sur la convection de Rayleigh-Bénard ([Dubois, 1978], [Zierep, 1982]) se concentrent sur des nombres de Rayleigh de l'ordre de 10^4. Les études sont généralement bidimensionnelles et ne tiennent pas compte des effets d'instabilités 3D.

Ceci n'est pas le cas des travaux de Benkhalifa [Benkhalifa, 2006] qui a pu visualiser la convection naturelle turbulente de Rayleigh-Bénard pour de grands nombres de Rayleigh de l'ordre de 10^8 grâce à une étude expérimentale dynamique par PIV-2D. Il a également examiné l'effet tridimensionnel de l'écoulement. La cellule parallélépipédique étudiée est constituée de deux parois horizontales isothermes ayant chacune une surface de 48 cm x 12 cm. L'épaisseur entre les parois actives horizontales est de 12 cm. La cavité a donc un allongement vertical de 4. Les résultats montrent trois rouleaux contrarotatifs (cf. figure 2.11). Ces cellules cohérentes persistent pour de grands écarts de température. Deux petits tourbillons secondaires se forment aux extrémités. Ceci est dû à la non-adiabaticité des

extrémités verticales du dispositif expérimental. D'autre part, les résultats des champs de vitesse dans deux plans orthogonaux ont permis une première estimation de l'énergie cinétique turbulente.

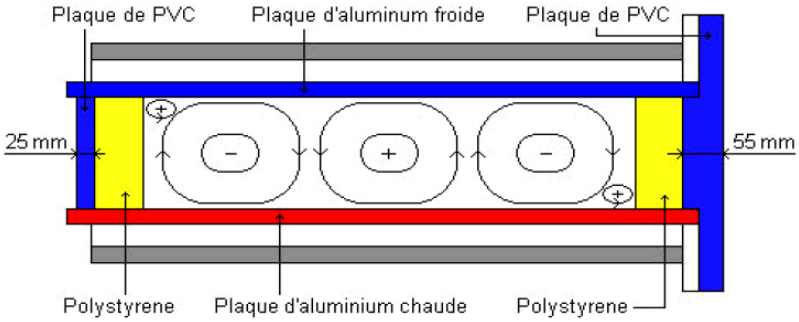


Figure 2.11 - Schématisation des rouleaux contrarotatifs dans une cellule de Rayleigh-Bénard [Benkhalifa, 2006]

Enfin, Yang [Yang, 2006] a développé un modèle numérique basé sur la simulation numérique directe DNS et sur un maillage extrêmement fin représentant la convection turbulente de Rayleigh-Bénard. Son étude numérique a englobé trois niveaux de simulations pour trois nombres de Ra différents. Les résultats des simulations numériques sont cohérents avec son étude expérimentale. La corrélation obtenue est indépendante de l'allongement et est définie par l'équation suivante (eq. 2.13) :

$$Nu = 0{,}125 \times Ra_b^{0{,}303} \times \mathrm{Pr}^{0{,}25} \qquad (2.13)$$

2.2.4 Cavité aux parois inclinées différentiellement chauffées

Pour les cavités d'air inclinées, ElSherbiny, dans ses différents travaux [ElSherbiny, 1996], insiste sur l'importance de l'angle d'inclinaison de la lame d'air et les conséquences de ce paramètre sur le phénomène de convection naturelle.

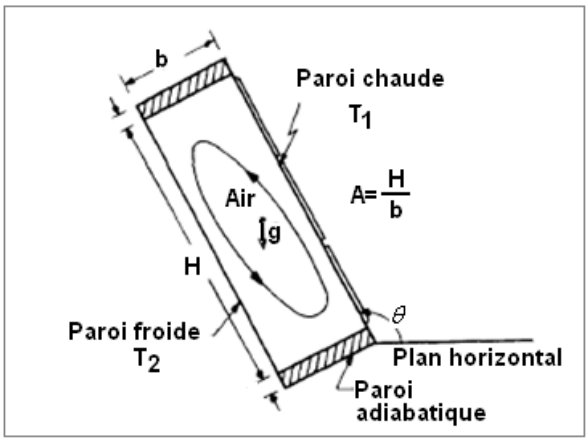


Figure 2.12 - Schéma d'une lame d'air inclinée

La corrélation qu'il a établie dépend donc de l'angle d'inclinaison de la cavité entre la paroi chaude et l'horizontale ainsi que du nombre de Rayleigh (eq. 2.14). Elle est valable pour un allongement de la lame de 20 et pour un angle d'inclinaison variant de 120° à 180°.

$$\theta = 180°,\ Nu = [1 + (0{,}212 \times Ra^{0{,}136})^{11}]^{\frac{1}{11}}$$

$$\theta = 120°,\ Nu = [1 + (0{,}0566 \times Ra^{0{,}332})^{4{,}76}]^{\frac{1}{4{,}76}} \qquad (2.14)$$

$$Pour\ \ 120 < \theta < 180,\ Nu(\phi) = Nu(180°) + \frac{180 - \phi}{60}\,[Nu(120) - Nu(180)]$$

En s'appuyant toujours sur la figure 2.12, ElSherbiny a développé d'autres corrélations pour des angles d'inclinaison variant de 60°à 90° [ElSherbiny, 1982], l'angle d'inclinaison étant toujours formé par la paroi chaude et l'horizontale. Les corrélations trouvées sont les suivantes (eq. 2.15):

$$Nu_{60} = \max(Nu_1, Nu_2)$$

$$Nu_1 = [1 + (\frac{0{,}0936 \times Ra^{0{,}314}}{(1+G)})^7]^{\frac{1}{7}}, \qquad \theta = 60°$$

$$G = \frac{0{,}5}{[1 + (\frac{Ra}{3160})^{20{,}6}]^{0{,}1}} \qquad (2.15)$$

$$Nu_2 = (0{,}104 + \frac{0{,}175}{A}) \times Ra^{0{,}283}$$

$$Nu(\theta) = \frac{[(90 - \theta) \times Nu_{60} + (\theta - 60) \times Nu_{90}^{*}]}{30}, \quad 60° < \theta < 90°$$

(*) Le nombre de Nusselt pour une lame verticale est obtenu d'après l'équation (2.8)

D'autre part, Arnold [Arnold, 1976] a développé une corrélation modélisant la convection naturelle et valable pour des allongements de cavités allant de 5 à 110, pour une plage de Rayleigh allant de 10^2 à 2.10^7 et pour un angle d'inclinaison allant de 90° à 180° (eq. 2.16):

$$Nu_{90} = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$$

$$Nu_1 = 0{,}0605 \times Ra^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_2 = [1 + (\frac{0{,}104 \times Ra^{0{,}293}}{1 + (\frac{6310}{Ra})^{1{,}36}})^3]^{\frac{1}{3}} \qquad (2.16)$$

$$Nu_3 = 0{,}242 \times (\frac{Ra}{A})^{0{,}272}$$

$$Nu = 1 + [Nu_{90} - 1] \times \sin\theta\ ;\ 90° < \theta < 180°$$

Par ailleurs, l'état de l'art réalisé sur ce type de convection naturelle a montré qu'il existe un manque d'études sur les lames d'air à faibles angles d'inclinaison. En effet, l'étude des phénomènes thermiques pour des angles faibles est très difficile compte tenu de l'instabilité des régimes établis pour de petits nombres de Rayleigh et la formation de flux multicellulaires à plusieurs boucles de convection dans la cavité. Ces structures multicellulaires turbulentes deviennent de plus en plus fines avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Les deux corrélations d'ElSherbiny et d'Arnold sont tracées sur un même graphe représenté à la figure 2.13 pour des angles d'inclinaisons allant de 60 à 180°. La lame d'air a un allongement de 20 et les écarts de températures entre les parois actives varient de 1 à 50 K.

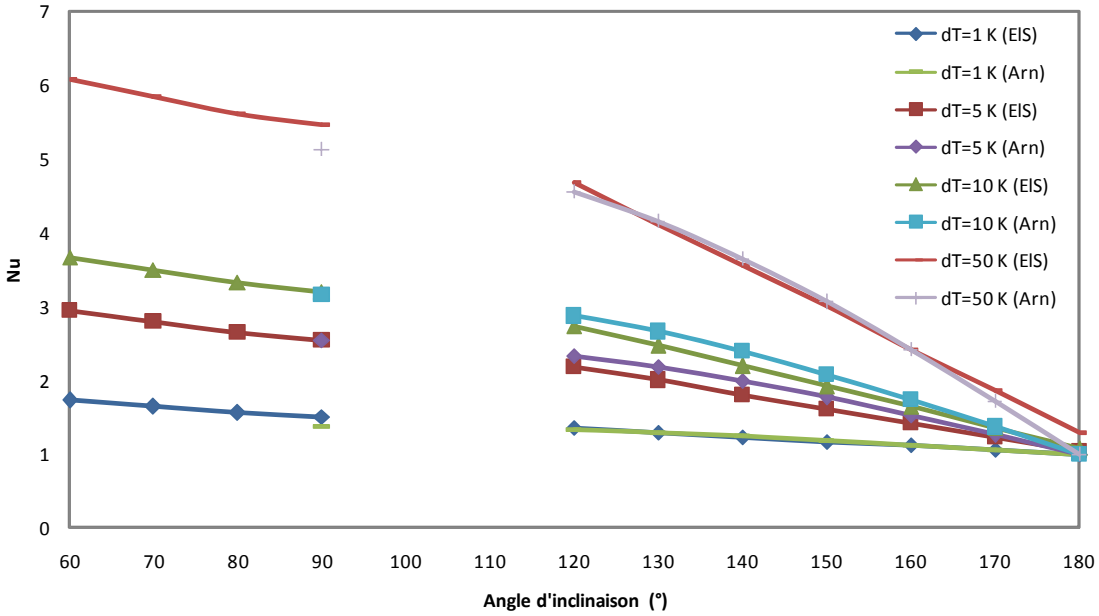


Figure 2.13 - Comparaison des corrélations d'ElSherbiny et Arnold pour des lames d'air inclinées de 60° à 180° (A = 20)

Les résultats représentés sur la figure 2.13 montrent qu'il y a un rapprochement entre les deux corrélations (valeurs approchées du Nusselt pour un angle de 90°). Le profil d'évolution du Nusselt augmente en passant d'une configuration horizontale chauffée par le haut ($\theta = 180°$) à la configuration verticale ($\theta = 90°$).

ElSherbiny [ElSherbiny, 1980], Arnold [Arnold, 1976] et Yang [Yang, 2005] ont donc examiné les lames d'air inclinées et horizontales sans pour autant couvrir tous les angles d'inclinaison. Afin de pouvoir représenter l'ensemble des situations présentes dans le bâtiment, que ce soit dans les parois verticales ou les rampants de la toiture, les résultats de la littérature ne sont pas suffisants ; la démarche adoptée dans la suite de ce travail est celle de la modélisation CFD (code Fluent).

2.3 Modélisation des écoulements de convection naturelle en cavité fermée

L'état de l'art réalisé précédemment a montré qu'il existe soit des écarts importants entre les corrélations (cas des lames d'air verticales), soit un manque de corrélations pour certains allongements de cavité et angles d'inclinaison, surtout dans le cas des lames d'air fermées intégrées dans les systèmes de toiture isolée. Cette configuration met en œuvre des lames d'air de grands allongements, inclinées de 30° à 45° dans le cas de la période hivernale (chauffée par le bas) et 135° à 150° dans le cas de la période estivale (chauffée par le haut). Concernant les conditions thermiques, un écart de température entre parois actives allant jusqu'à 50 K semble être suffisant dans le cadre de notre étude.

Pour cela, une modélisation est réalisée à l'aide du code CFD Fluent. Cette étude numérique est divisée en trois parties : lame d'air verticale, horizontale chauffée par le bas et inclinée.

2.3.1 Modélisation d'une lame d'air verticale

La modélisation numérique est donc réalisée à l'aide de l'outil CFD Fluent. Calcagni [Calcagni, 2004] s'est servi de ce logiciel pour visualiser les écoulements de convection naturelle et étudier le transfert thermique au sein des cavités d'air chauffées par le bas.

La configuration étudiée est représentée sur la figure 2.14. Il s'agit d'une cavité parallélépipédique d'épaisseur b, de hauteur H et de largeur W.

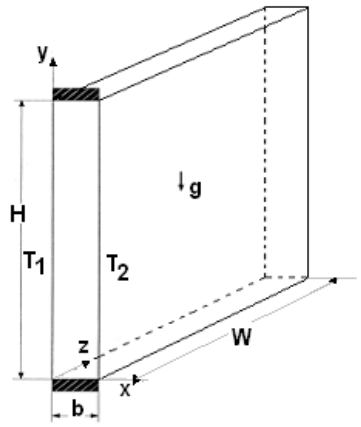


Figure 2.14 - Configuration géométrique du modèle 3D de lame d'air

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 : 5, 2,5, 2, 1,5 et 1,25 cm. L'allongement vertical prend donc les valeurs respectives suivantes : 10, 20, 25, 33 et 40.

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 ($\partial T / \partial y = 0$).

L'accélération gravitationnelle g est prise en considération, elle a une valeur de 9,81 m/s^2.

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 40 ainsi que des écarts de températures de 0,5 K à 50 K entre paroi froide et paroi chaude balayant ainsi une plage pour le nombre de Rayleigh allant de 10^2 à 4.10^5. 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 (cf. figure 2.15). Le maillage a été vérifié avant d'être adopté; une résolution plus fine donne alors la même solution numérique, indépendante de la qualité et du nombre de mailles.

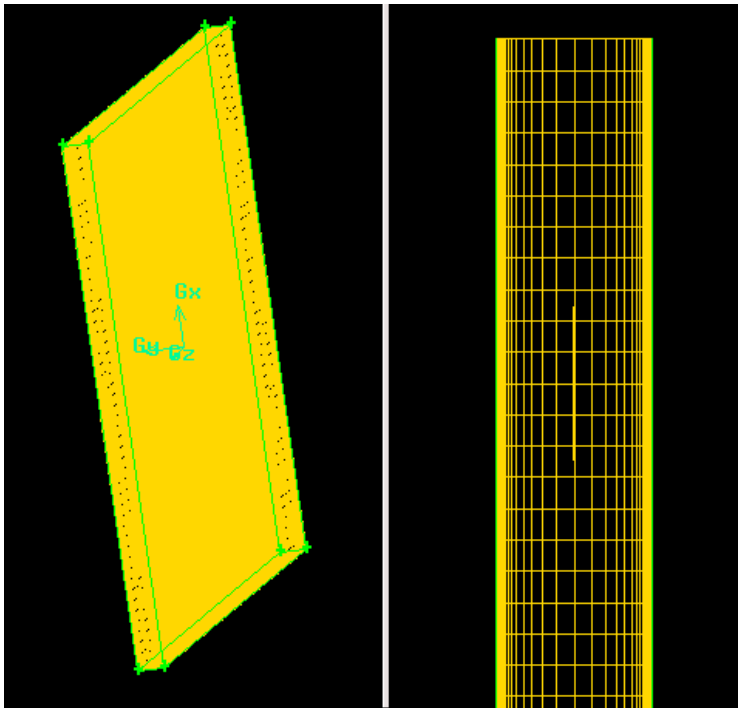


Figure 2.15 - Maillage resserré aux parois

Au cours des calculs numériques, les échanges thermiques seront caractérisés par le nombre de Nusselt moyen Nu_m donné par l'expression suivante (eq. 2.17) :

$$Nu_m = \int_0^H Nu_{local}\, dy \qquad (2.17)$$

Ce nombre de Nusselt sera calculé pour chaque simulation numérique en utilisant la densité surfacique de flux thermique moyen échangée entre les deux surfaces isothermes obtenue par calcul numérique (eq. 2.18):

$$Nu_m = \frac{h_m b}{\lambda} = \frac{qb}{\Delta T \lambda} \qquad (2.18)$$

où q est la densité surfacique 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)) et ΔT est l'écart de température entre les deux parois isothermes chaude et froide (K).

2.3.1.1 Visualisation des distributions de température et de vitesse

Pour chaque allongement de la cavité étudié, l'intensité de la convection diffère suivant la valeur du nombre de Rayleigh. En effet, plus Ra augmente, plus la convection s'amplifie. Ceci est bien explicité sur la figure 2.16 par les trois coupes longitudinales à z = W/2 de la lame d'air, montrant ainsi les différents régimes d'écoulement : la conduction, le régime transitoire et l'écoulement de couche limite.

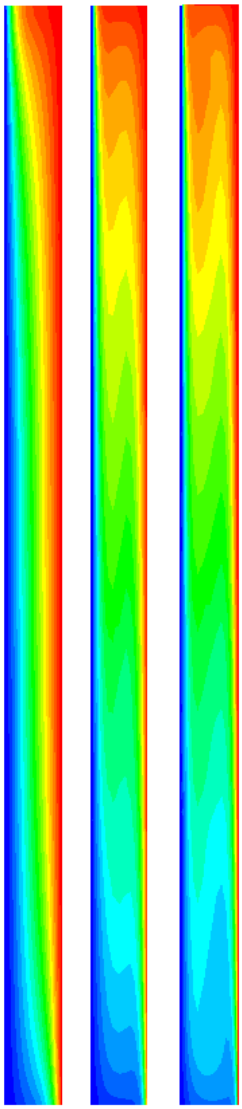


Figure 2.16 - Coupe longitudinale de la lame d'air montrant les isothermes pour un allongement A = 20 et pour les différents régimes de conduction (Ra = 5700), de transition (Ra = 154 000) et de couche limite (Ra = 549 000) de gauche à droite

D'autre part, le profil de vitesse représenté à la figure 2.17 pour une coupe à mi-hauteur (H/2) de la cavité d'allongement 20 et d'épaisseur 5 cm permet d'observer l'accentuation de la convection dans la cavité avec l'augmentation des écarts de températures imposés. Les résultats montrent aussi la distribution de vitesse le long de l'espace entre parois actives, les trois distributions représentent les trois types d'écoulement, à savoir le régime de conduction, de transition et de couche limite.

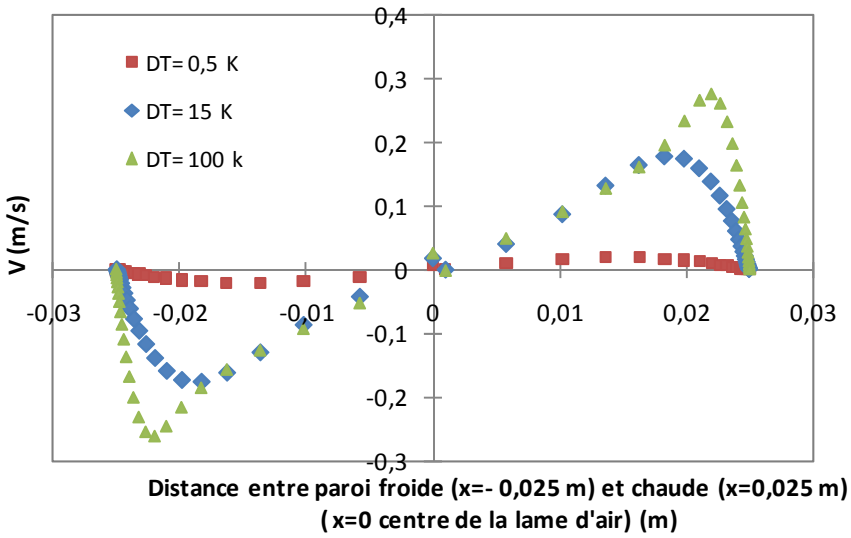


Figure 2.17 - Distribution de vitesse entre parois actives à y = H/2 (A = 20, b = 0,05 m)

2.3.1.2 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, 33 et 40. Le calcul du nombre de Nu moyen se fait d'après l'équation (2.18).

Pour un allongement de 10, la figure 2.18 montre que les résultats de simulations numériques sont très rapprochés de la courbe de Yin.

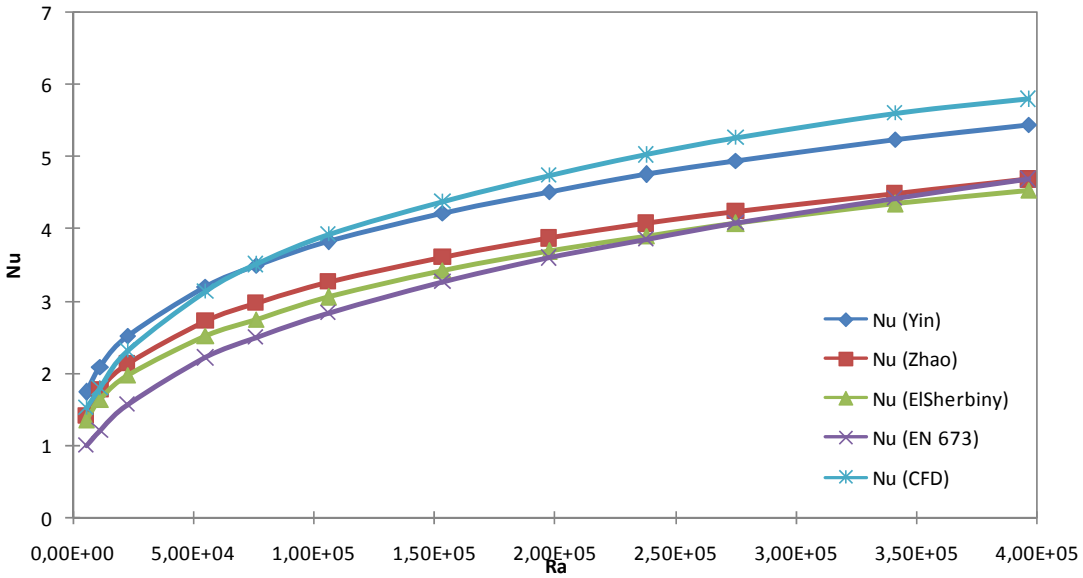


Figure 2.18 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 10)

Pour des cavités d'allongement égal à 20 (figure 2.19), les résultats de simulations numériques réalisées donnent des valeurs de Nusselt entre ceux obtenus par la corrélation de Yin et ceux d'ElSherbiny.

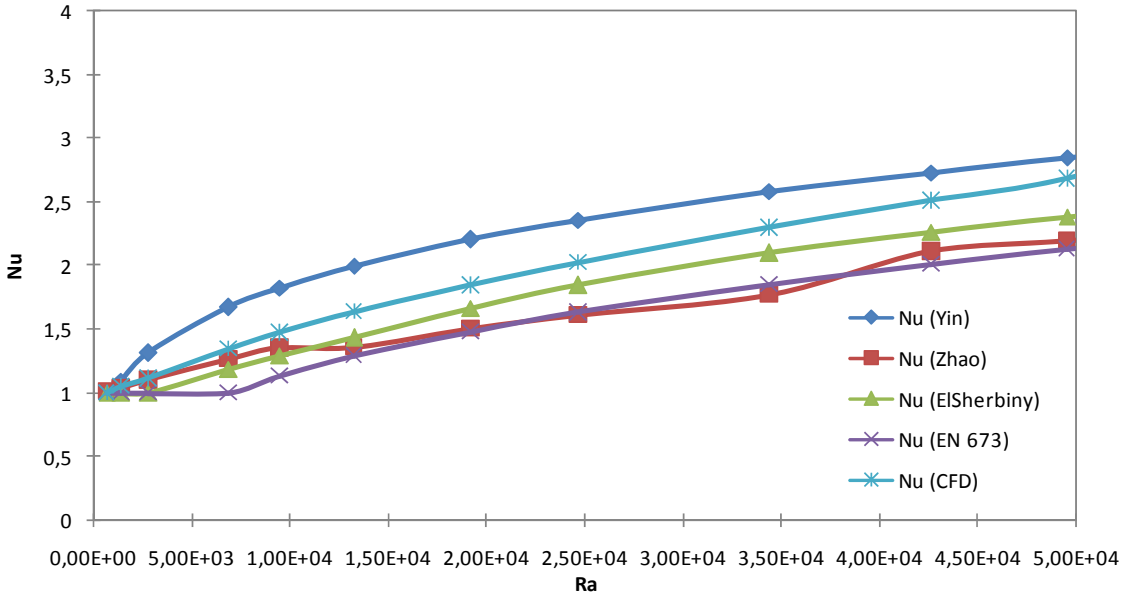


Figure 2.19 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 20)

Pour un allongement de 25 (cf. figure 2.20), les corrélations de Zhao et d'ElSherbiny sont les plus cohérentes avec les résultats obtenus par simulation numérique.

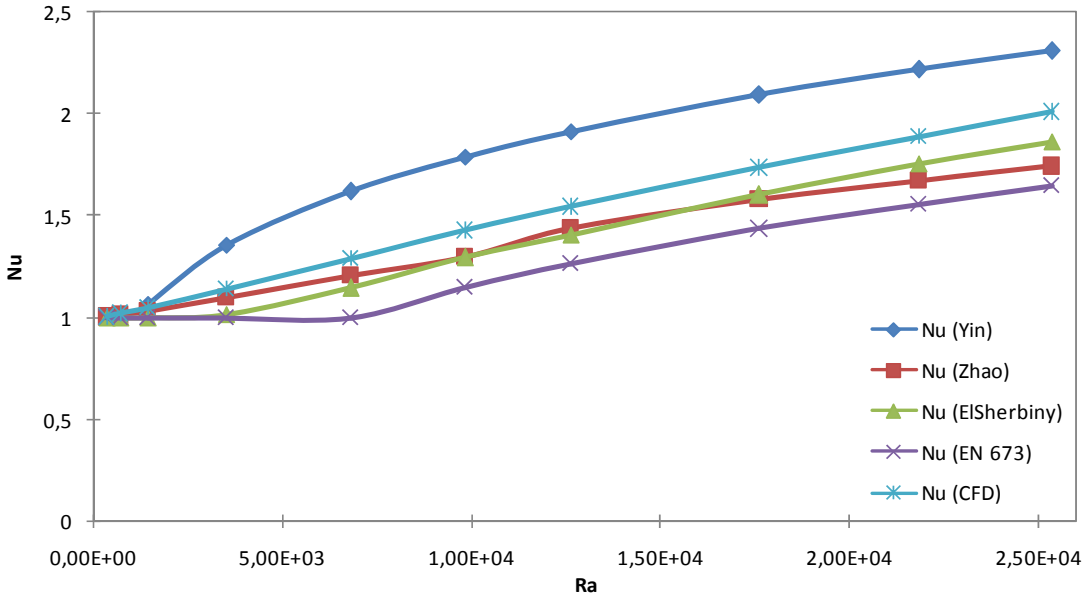


Figure 2.20 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 25)

Pour des allongements de cavité de 33 (cf. figure 2.21), la corrélation de Zhao est la plus adaptée aux simulations numériques réalisées.

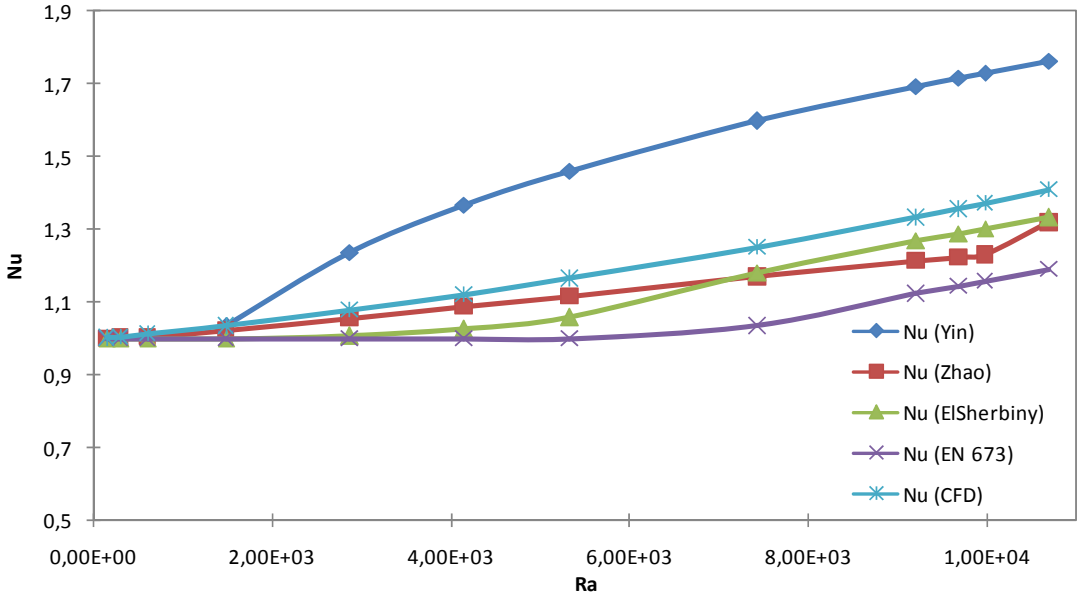


Figure 2.21 -Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 33)

Pour des allongements de 40, les corrélations de Zhao et d'ElSherbiny sont les plus adéquates. La figure 2.22 montre également que les résultats de la norme sous-estiment le déclenchement de la convection naturelle dans la cavité, l'écoulement demeure conductif pour de grands nombres de Rayleigh de l'ordre de 6 x 10^3.

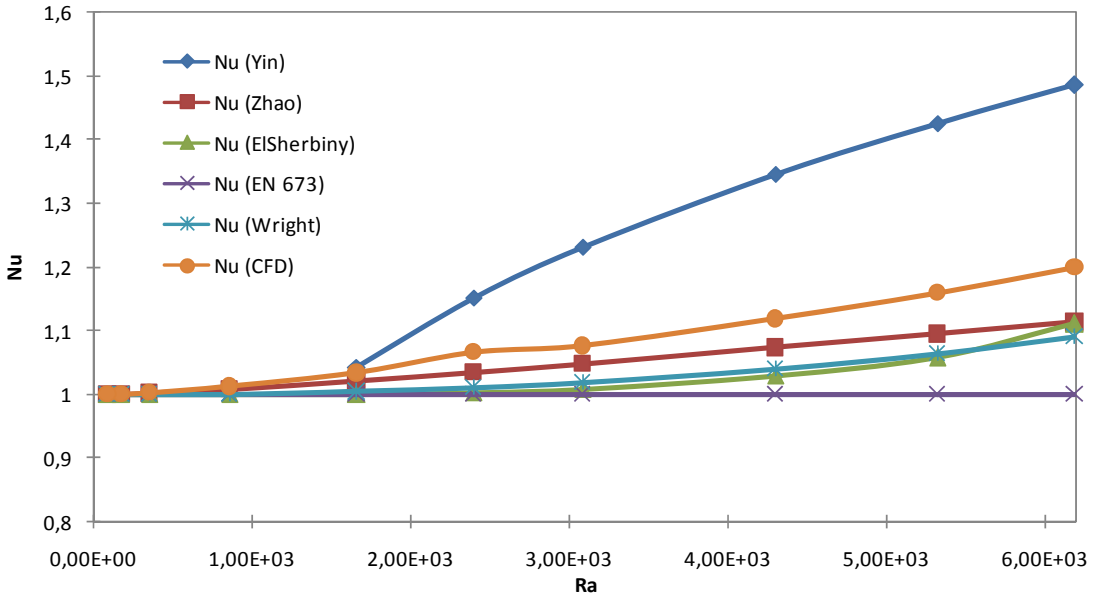


Figure 2.22 - Comparaison du modèle numérique avec les corrélations de la littérature (A = 40)

Les différentes figures permettent de conclure que pour chaque allongement, une des cinq corrélations de la littérature donne des valeurs de Nusselt rapprochées de celles obtenues par modélisation numérique. Une corrélation générale (eq. 2.19) valable pour toute la plage d'allongements (de 10 à 40) est alors établie en utilisant les résultats numériques. Les paramètres de cette corrélation sont obtenus par la méthode des moindres carrés.

$$Nu=\max(Nu_1,1)$$

$$Nu_1 = \frac{(0.000182\ A^2 - 0.0085\ A + 0.2257)}{A^{0.122}} \otimes Ra^{(-9.41E-05\ A^2+0.0036\ A+0.267)} \quad (2.19)$$

La figure 2.23 compare les nombres de Nusselt obtenus par la corrélation établie précédemment et ceux obtenus par modélisation. L'écart maximal entre les deux résultats étant de 11 % et l'écart moyen de 3 %, la validité de la corrélation est donc confirmée.

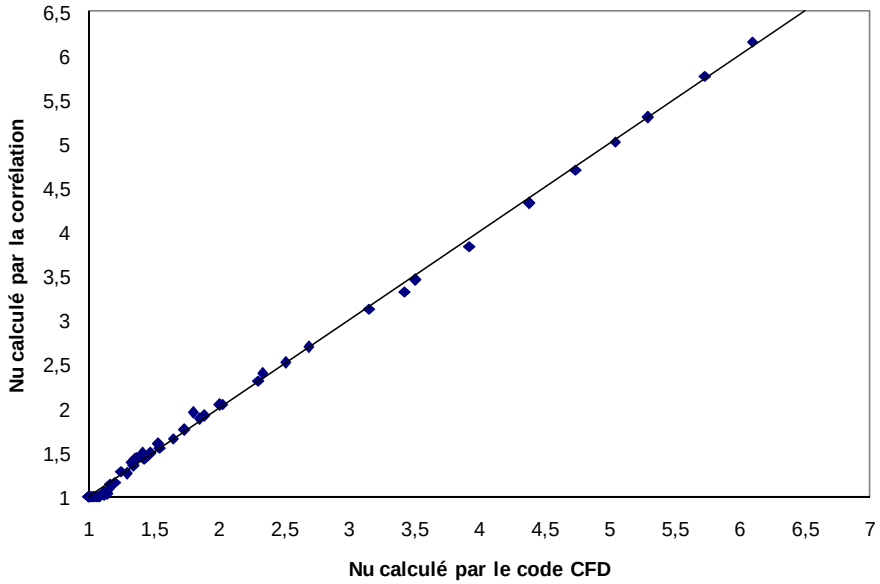


Figure 2.23 - Comparaison des résultats numériques
et de ceux obtenus par la corrélation générale

2.3.2 Modélisation d'une lame d'air horizontale chauffée par le bas

Pour modéliser dans le code CFD une lame d'air horizontale chauffée par le bas, on doit envisager la présence des instabilités et des régimes de convection turbulente pour de grands nombres de Rayleigh. Pour cela, il faut choisir un modèle de turbulence adéquat pour modéliser la lame d'air tridimensionnelle dans le code CFD.

Un premier modèle de turbulence peut être choisi. Il résout numériquement toutes les échelles appropriées de la turbulence ne moyennant ni l'échelle temporelle ni l'échelle de longueur. C'est la simulation numérique directe ou DNS qui exige une mémoire et un temps de calcul considérables surtout pour des problèmes d'écoulement complexes. Pour de grands nombres de Rayleigh et des écoulements tridimensionnels, la simulation directe n'est plus adéquate en raison du nombre de points de discrétisation qui devient rapidement prohibitif pour reproduire toutes les structures tourbillonnaires présentes dans l'écoulement.

Une alternative intéressante est la simulation des grandes échelles (LES). Ce modèle de turbulence résout directement les grandes échelles de turbulence difficiles à modéliser alors que les petites structures sont modélisées.

Dans le cas d'une cavité inclinée ou chauffée par le bas, le modèle devient très délicat à mettre en œuvre car la lame d'air met en présence plusieurs régimes d'écoulements avec des intervalles de transition. En effet, les travaux de la littérature montrent la difficulté de simuler

la convection de Rayleigh-Bénard qui est caractérisée par deux mouvements distincts à échelles différentes. Le premier mouvement est à grande échelle, il est représenté par des structures de vortex cohérentes associées à des cellules thermiques convectives. Le deuxième mouvement est défini par la turbulence principalement générée dans les couches limites des parois et emportée par la structure à grande échelle. Donc pour de telles simulations, il est intéressant d'étudier les potentialités de la simulation des grandes échelles ainsi que la modélisation de sous-mailles associée. Toutefois, il est préférable que les simulations et les modèles ainsi développés soient validés par des résultats expérimentaux. Dans ce travail, les simulations numériques utilisant le modèle de turbulence LES pour les lames d'air horizontales et inclinées sont validées par les travaux de la littérature.

Dans la littérature, pour les écoulements turbulents à grand nombre de Rayleigh, les études numériques réalisées sur le code CFD Fluent et utilisant les modèles de turbulence 3D LES se sont améliorées avec le temps ; les résultats de stratification de la température au milieu de la cavité (loin des bords) deviennent de plus en plus précis. Peng [Peng, 2001] a réalisé un modèle numérique pour la même cavité fermée étudiée expérimentalement par Tian [Tian, 2001] sous le code CFD en utilisant le modèle de turbulence 3D LES. Un rapprochement remarquable a été retrouvé entre les deux résultats de stratification thermique au centre de la cavité. Peng a trouvé que si les parois horizontales ne sont pas tout à fait adiabatiques, en utilisant les températures mesurées par expérimentation sur ces parois, des résultats plus rapprochés sont obtenus entre le modèle numérique et l'expérimentation. Salat [Salat, 2004] a également démontré que l'utilisation du modèle de turbulence 3D LES donne de bons résultats vis-à-vis de l'expérimentation. Il a également obtenu les mêmes conclusions observées par Trias [Trias, 2003] ; même si les modèles 3D sont plus précis, les approches 2D sont aussi valables puisque les effets tridimensionnels ont lieu au voisinage des coins de la cavité et que l'écoulement principal dans la cavité est laminaire et bidimensionnel.

Afin de déterminer le coefficient d'échange convectif à l'intérieur des cavités d'air horizontales et inclinées (partie 2.3.3) à grands nombres de Rayleigh, des simulations dans le code CFD ont été réalisées en utilisant la simulation des grandes échelles LES. Le modèle de sous-maille utilisé pour modéliser l'action des petites échelles est le modèle de turbulence de Smagorinsky-Lilly. Il est basé sur le principe suivant : les grandes échelles de turbulences présentes dans l'écoulement cèdent de l'énergie aux petites échelles [Dubos, 2005]. La turbulence de sous-maille est donc modélisée comme étant un phénomène dissipatif. La valeur par défaut (0,1) de Fluent de la constante empirique Cs de ce modèle est conservée.

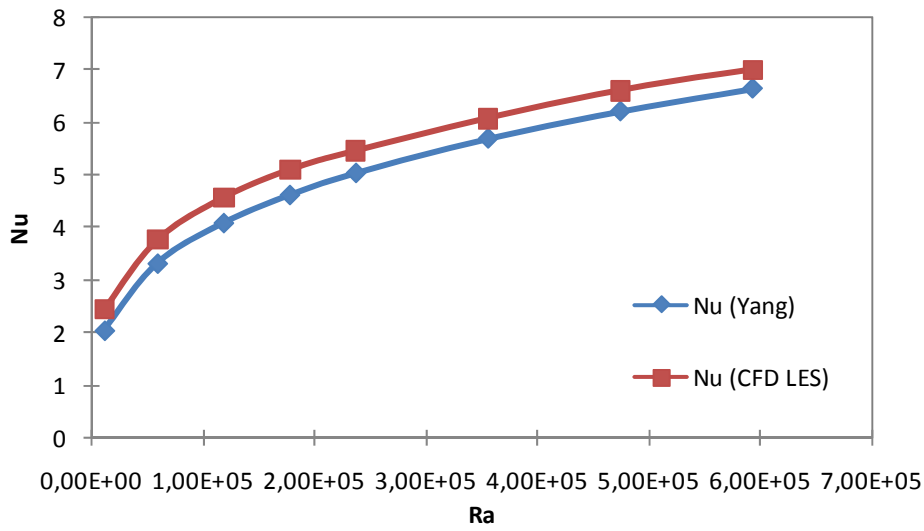


Figure 2.24 - Comparaison des résultats de simulation avec la corrélation de Yang

pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas (A = 20)

La figure 2.24 compare les résultats de simulation obtenus par le code CFD Fluent avec la corrélation de Yang [Yang, 2006] pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas ayant un allongement de 20 et une épaisseur de 5 cm. Les écarts de températures de part et d'autre des parois actives varient de 1 à 50 K.

La comparaison entre la courbe des simulations numériques LES et la corrélation de Yang montre un rapprochement remarquable des résultats et une même tendance d'évolution des courbes avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ceci permet donc de valider le modèle réalisé. On pourra par la suite utiliser la corrélation de Yang pour représenter la convection naturelle dans les modèles de parois complexe simplifiés.

2.3.3 Modélisation d'une lame d'air inclinée

L'état initial modélisé dans Fluent est représenté par une lame d'air horizontale chauffée par le haut, le transfert de chaleur par convection est alors presque nul. Même pour des écarts de températures très élevés entre parois actives, la conduction domine et le nombre de Nusselt est au voisinage de 1.

En faisant varier l'angle d'inclinaison de 180° à 0° (cf. figure 2.25), la convection va s'amplifier jusqu'à devenir maximale pour une lame d'air horizontale chauffée par le bas. Donc le nombre de Nusselt va quitter la valeur de 1 et prendre une valeur intermédiaire pour un angle de 90° et maximale pour un angle d'inclinaison de 0°. Cette valeur maximale dépend des dimensions de la lame d'air considérée et de l'écart de températures imposé à cette lame. La figure 2.26 représente les résultats de simulations numériques utilisant la simulation des grandes échelles LES (validée à la section précédente) pour différents angles d'inclinaison et les compare aux corrélations de la littérature dans leur plage de validité. La lame d'air simulée a un allongement de 20 et un écart de températures de 5 K.

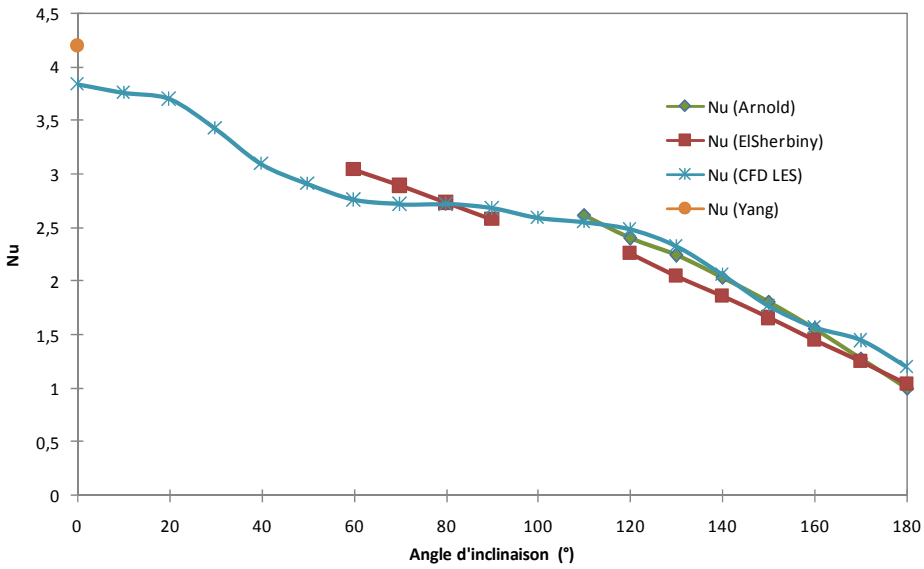


Figure 2.25 - Comparaison du Nu pour une lame d'air de différentes inclinaisons (A = 20)

Une autre série de simulations couvrant tous les angles d'inclinaison est réalisée pour une lame d'air d'allongement 100 et un écart de température de 5 K (cf. figure 2.26). Pour ce cas particulier de grands allongements, les résultats de simulation sont également comparés à une

corrélation de Hollands [Hollands, 1976], proposée d'après une étude expérimentale pour des inclinaisons allant de 0° à 60°. Cette corrélation est utilisée dans la norme internationale ISO 15099 [ISO 15099, 2003] pour le calcul de la performance thermique des fenêtres, portes et stores.

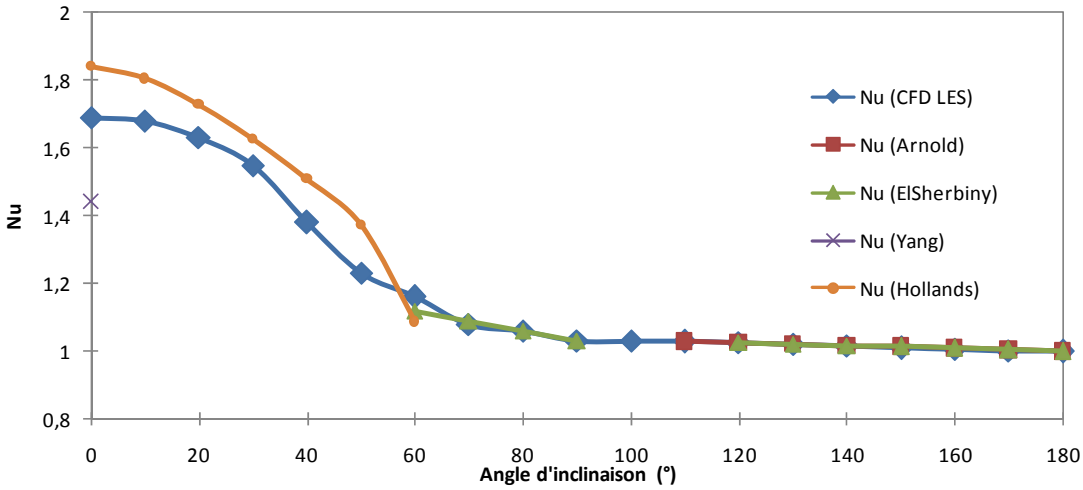


Figure 2.26 - Comparaison du Nu pour une lame d'air de différentes inclinaisons (A = 100)

Les figures montrent qu'en augmentant l'allongement de la lame d'air, le Nusselt garde plus longtemps des valeurs au voisinage de 1 et prend une valeur maximale pour un angle d'inclinaison de 0° nettement plus petite que celle obtenue pour de petits allongements. Par contre, la figure 2.26 montre que pour de grands allongements, la corrélation de Yang, qui est a été établie indépendamment de l'allongement, n'est plus valable. Les lames d'air horizontales ne sont pas présentes dans les complexes de parois verticales et de toitures inclinées. Pour cela, ce problème de validité des corrélations pour de grands allongements pour cette configuration de lame d'air ne sera pas étudié.

Pour les lames d'air fermées conçues dans les systèmes de toitures isolées, les allongements correspondants sont élevés à cause des grandes dimensions de la charpente et plus précisément la grande distance entre les pannes. En effet, l'allongement des lames d'air fermées peut parfois atteindre une valeur de 200 dans certains cas. Par ailleurs, l'angle d'inclinaison peut varier de 30° à 45° ou de 135° à 150° suivant la pente des rampants considérée et suivant qu'on considère une maison chauffée en période hivernale (lames d'air chauffées par le bas) ou une maison climatisée en période estivale (lames d'air chauffée par le haut). Afin de trouver une corrélation pour le coefficient d'échange convectif à l'intérieur de ces lames d'air inclinées intégrées dans les complexes de toitures isolées, de nouvelles séries de simulations sont nécessaires dans ces plages.

Pour les angles variant de 135° à 150° et des allongements allant de 20 à 200, une corrélation a été obtenue d'après l'expérimentation numérique donnant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison avec l'horizontale et de l'allongement. Elle est valable pour une plage de Rayleigh allant de $7{,}6.10^2$ à $3{,}8.10^4$ (eq. 2.20).

$$Nu=\max\left(Nu_1,1\right)$$
$$Nu_1 = 0{,}805\times\left(\frac{Ra_b}{A}\right)^{0.1065}\times\sin(\theta)^{0.217} \qquad (2.20)$$

La figure 2.27 montre le rapprochement des résultats de la corrélation avec ceux des simulations numériques avec un écart maximal de 20 %. La corrélation est bien adaptée pour calculer le coefficient d'échange convectif à l'intérieur des lames d'air fermées intégrées dans les complexes de toiture.

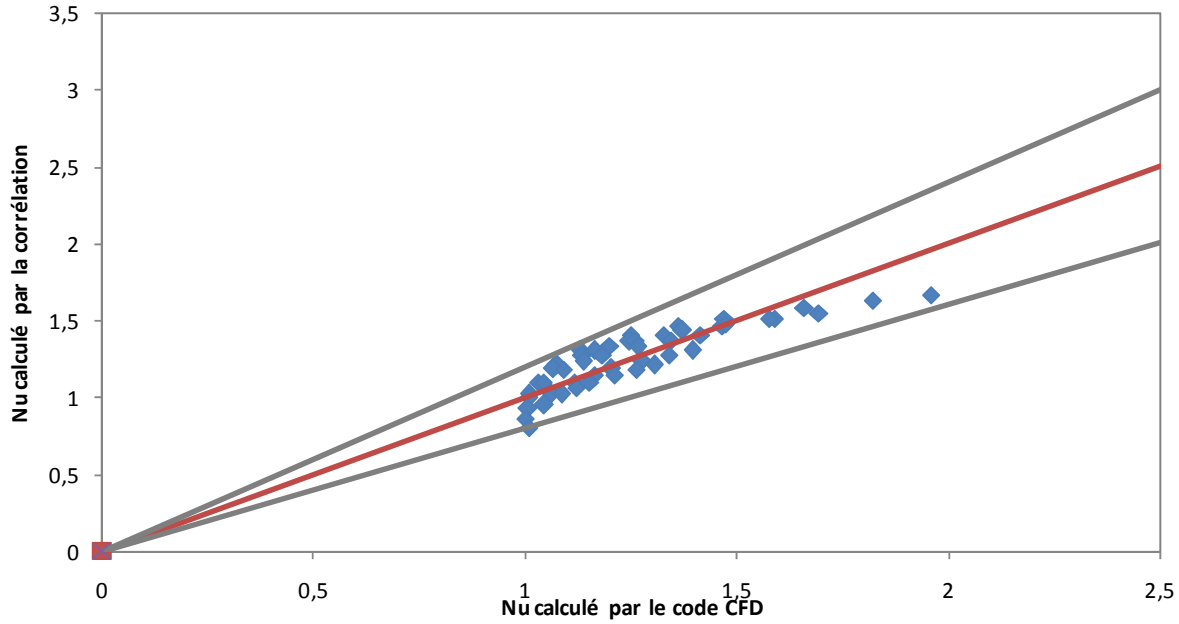


Figure 2.27 - Comparaison des résultats numériques et de ceux obtenus par la corrélation (20<A<200, 135°<θ<150°)

Une autre série de simulations numériques est réalisée pour les lames d'air inclinées de 30° à 45°. Les allongements varient de 20 à 200. Une corrélation donnant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison avec l'horizontale et de l'allongement a été trouvée (eq. 2.21). Elle est valable pour une plage de Rayleigh allant de $7{,}6\text{x}10^2$ à $3{,}8\text{x}10^4$.

$$Nu=\max\left(Nu_1,1\right)$$

$$Nu_1 = (0.097 + \frac{0.3468}{A}) \times Ra_b^{0.294} \times \sin(\theta)^{-0.329} \qquad (2.21)$$

Les résultats de la figure 2.28 montrent qu'il existe un écart maximal de 20 % entre le Nusselt obtenu par la corrélation et celui de l'expérimentation numérique avec deux exceptions où la corrélation surestime le coefficient d'échange convectif. La corrélation établie semble être valable pour ces intervalles de paramètres.

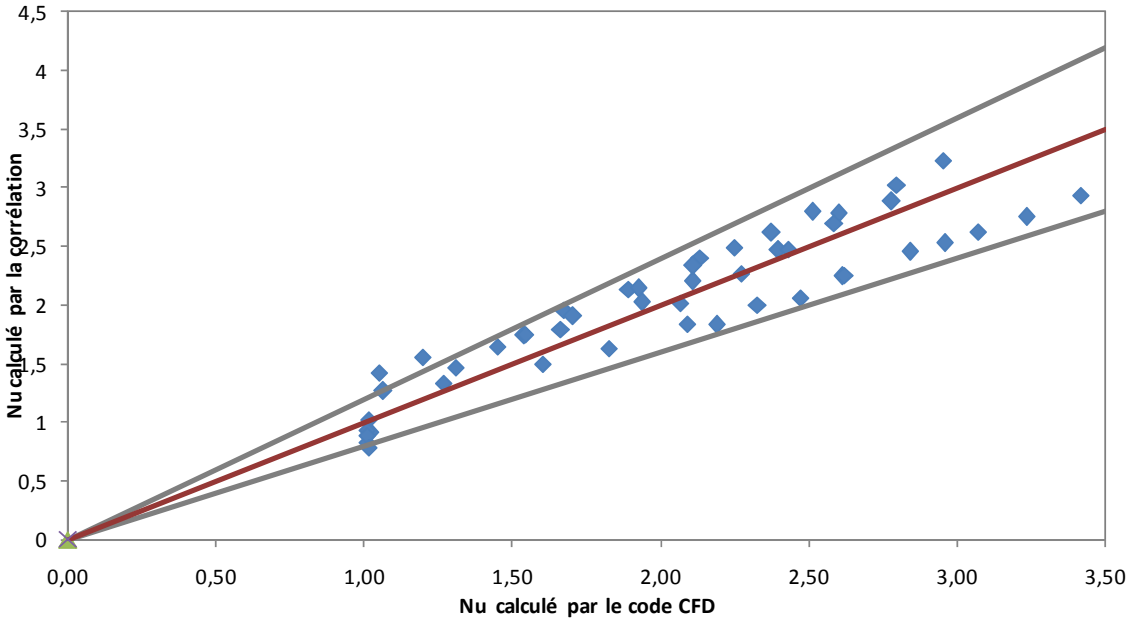


Figure 2.28 - Comparaison des résultats numériques et de ceux obtenus par la corrélation ($20<A<200$, $30°<\theta<45°$)

2.4 Conclusions

Ce chapitre étudie le problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées, verticales et inclinées, chauffées différentiellement.

La résolution du problème de convection naturelle dans les lames d'air fermées intégrées dans les enveloppes du bâtiment a consisté à déterminer un coefficient d'échange convectif moyen qui va représenter les échanges convectifs à travers les lames d'air fermées dans les modèles de parois et de toitures complexes intégrants les PMR.

Dans une première partie, 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.

Pour les cavités d'air confinées, un état de l'art a montré que les corrélations proposées dans la littérature sont nombreuses et dépendent de la configuration considérée. Pour cela une étude comparative a été réalisée et des corrélations ont été retenues pour certaines configurations. Pour d'autres, le manque de corrélations nous a conduits à réaliser des simulations numériques afin de trouver une corrélation adaptée donnant le nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Rayleigh et des allongements.

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 définir un coefficient d'échange convectif à travers le nombre de Nusselt pour certaines conditions d'étude (angles d'inclinaisons, dimensions) non étudiées dans la littérature.

Dans les chapitres suivants, les différentes corrélations donnant les coefficients d'échange convectifs 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 les modèles de paroi verticale et de toiture isolée avec des PMR.

Chapitre 3 : Etude de la convection naturelle dans un thermosiphon constitué de deux parois inclinées à chauffage asymétrique

3.1 Résumé de l'article proposé à Energy & Buildings

Autre que l'isolation des murs d'un bâtiment, les PMR sont également utilisés comme complément d'isolation ou parfois seuls pour isoler les combles. En effet, la plus grande part des déperditions thermiques dans une maison se situant au niveau de la toiture, beaucoup de travaux se sont concentrés sur le développement de solutions techniques au niveau du complexe de toiture afin de diminuer les consommations énergétiques des bâtiments et d'assurer une bonne isolation d'hiver et un confort d'été. Ce chapitre s'intéresse particulièrement à l'étude de la lame d'air ventilée conçue entre la couverture (les tuiles) et l'isolation de la toiture et son impact sur les performances thermiques du complexe de toiture intégrant un produit réfléchissant en été sous l'effet de l'ensoleillement.

En effet, la mise en œuvre de la lame d'air ventilée est conseillée par les DTU de la série 40. Une des fonctions importantes de la lame d'air est l'évacuation de l'humidité qui arrive à passer dans la charpente. Elle a aussi une fonction supplémentaire, celle de limiter l'échauffement des tuiles par la chaleur provenant du rayonnement solaire pour les protéger mécaniquement et augmenter également le confort d'été.

En conditions estivales, l'écoulement dans la lame d'air se fait par effet thermosiphon c'est-à-dire par circulation de l'air de façon naturelle grâce à la variation de la densité du fluide soumis à un gradient de température. Ce mouvement de convection naturelle est fonction de plusieurs paramètres qui sont définis d'après la littérature par le flux solaire incident, l'angle d'inclinaison du rampant, l'allongement du thermosiphon ainsi que les sections d'ouvertures à l'entrée et à la sortie.

Les travaux réalisés sur les thermosiphons inclinés chauffés différentiellement ne sont très pas nombreux dans la littérature. En effet, les études sont généralement menées sur des thermosiphons verticaux ayant les parois actives soumises à des conditions de températures ou de flux, uniformes constantes et égales.

L'objectif principal de l'étude du thermosiphon sous les tuiles est de le représenter par des corrélations pour le débit d'air induit et les coefficients d'échanges convectifs dans un modèle de rampant de toiture global en période estivale. N'ayant pas trouvé dans la littérature une corrélation adéquate pour le débit d'air induit dans cette configuration particulière de thermosiphon incliné, le but de ce travail est d'étudier à travers une approche expérimentale basée sur des mesures par PIV (vélocimétrie laser), l'écoulement d'air par convection naturelle dans la lame d'air ventilée. Un travail de modélisation du thermosiphon est ensuite réalisé sous le code CFD et est validé par les résultats expérimentaux. Des corrélations pour le débit d'air induit et les coefficients d'échanges convectifs sont ensuite proposées pour être imposées comme sollicitations dans le modèle de toiture thermique global en période estivale et développé au chapitre 5.

Le dispositif expérimental permettant de mesurer les débits d'air induits par effet thermosiphon est constitué d'une cavité parallélépipédique en plexiglas transparent d'une longueur de 100 cm, d'une largeur de 60 cm et d'une épaisseur de 3 cm. La partie supérieure de la cavité est chauffée par deux panneaux de silicones. Les températures obtenues à l'intérieur de la cavité sur les surfaces supérieure et inférieure sont alors mesurées à différents niveaux par des thermocouples et utilisées plus tard comme entrées pour le modèle numérique réalisé sous le code CFD Fluent. Les essais sont effectués pour différents niveaux de

chauffage, trois longueurs de rampant (1, 2 et 3 m), deux inclinaisons (30° et 35°) et deux sections d'ouvertures (2 et 3 cm).

Un modèle numérique représentant le thermosiphon du dispositif expérimental est ensuite réalisé sous le code CFD. Sur les deux surfaces actives sont imposés les profils de température mesurés. Un rapprochement est noté entre les deux valeurs, expérimentale et numériques avec une erreur moyenne de l'ordre de 8 %. Ceci permet alors de valider le modèle numérique réalisé.

Les résultats sur le débit d'air montrent tout d'abord qu'une réduction du flux incident engendre des températures moyennes réduites pour les deux parois actives du thermosiphon et donc des débits d'air moins importants. Par ailleurs, une augmentation de l'écoulement d'air est observée avec l'augmentation de l'inclinaison par rapport à l'horizontale. En effet, une inclinaison plus prononcée donne un mouvement de convection naturelle plus important et des débits d'air plus élevés. D'autre part, une évolution quasi linéaire du débit induit est observée dans la plage de longueur allant de 1 à 3 m. En effet, le flux thermique incident, proportionnel à la surface de la cavité, augmente avec la longueur de la cavité ; étant le moteur de l'effet thermosiphon, le débit induit augmenterait. De plus, les pertes de charge linéaires qui augmentent avec la longueur de la cavité et qui résistent à l'augmentation du débit ne semblent pas avoir d'effets suffisamment importants pour infléchir la croissance du débit. Ainsi les seules pertes de charge qui influencent sensiblement l'effet de thermosiphon sont les sections d'ouvertures à l'entrée et à la sortie de la cavité. La température de l'air ambiant est également un facteur important. En effet les résultats montrent que le débit d'air augmente avec l'écart de températures entre la paroi froide et l'air ambiant. Les paramètres qui définissent l'écoulement d'air par convection naturelle dans ce genre de thermosiphon sont donc l'inclinaison, l'allongement de la cavité, les nombres de Rayleigh pour les deux parois, froide et chaude, la température de l'air ambiant et la section d'ouverture à l'entrée et à la sortie.

Après l'étude des paramètres intervenant dans la génération de l'écoulement à l'intérieur du thermosiphon et la validation du modèle numérique réalisé, plusieurs simulations numériques sont réalisées afin de calculer des points supplémentaires et obtenir une meilleure corrélation dans ces plages de paramètres. La corrélation établie par la méthode des moindres carrés englobe 90 % des résultats avec un écart de plus ou moins 20 %.

Pour le transfert thermique à l'intérieur d'un thermosiphon incliné chauffé par un seul côté, Azevedo a établi une corrélation pour les coefficients d'échanges convectifs à l'intérieur de la cavité en fonction du nombre de Rayleigh et de l'inclinaison. Etant donné que sa corrélation est valable pour un angle d'inclinaison supérieur à 45° et pour de plus grands allongements, les coefficients d'échanges convectifs obtenus par simulations numériques validées par les mesures PIV permettent de modifier la constante d'Azevedo pour adapter la corrélation dans les plages de données étudiées.

Enfin, les deux approches, expérimentale et numérique, nous ont permis d'obtenir des corrélations pour le débit d'air et les coefficients d'échanges convectifs à l'intérieur d'un thermosiphon incliné chauffé différentiellement. Ces corrélations représentant l'écoulement d'air et le transfert thermique dans la lame d'air ventilée seront introduits comme sollicitations dans le modèle thermique global représentant un complexe de toiture en période estivale intégrant un PMR et une lame d'air naturellement ventilée.

Modeling natural convection in a pitched thermosyphon system present in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry

N. Chami et A. Zoughaib
Center for Energy and Processes (CEP), Ecole des Mines de Paris, Paris, France

Abstract

Attics in Europe are more and more used as a living room. In tropical regions, summer comfort in attics becomes critical when the roof system is badly designed. The European standards advise to form an open thermosyphon system into the roof under the tiles for many purposes. In order to evaluate the air channel's efficiency, an experimental study using a 2D-PIV system was carried out. A numerical model representing the natural convection within the thermosyphon was also developed. The predicted velocity distributions and the induced mass flow rate were in good agreement with the experimental results. Correlations for the air flow rate and heat transfer coefficients were proposed. The impact of the inclination, height, opening sections and Rayleigh number on the channel's efficiency was also investigated.

Keywords: PIV, pitched thermosyphon, CFD, heat transfer, natural convection, roof systems

Nomenclature

b	inter-plate spacing (m)
c	opening section (m)
cf	specific heat of air ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)
DT	temperature difference (K)
g	gravitational constant (9.81 $m.s^{-2}$)
h	convective heat transfer coefficient ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
L	thermosyphon height (m)
Q	heat transfer rate (W)
S	cross sectional area (m^2)
T	temperature (K)
v	air velocity inside the channel (m/s)
x, y	cartesian coordinates
$\dot{m}$	mass flow rate ($kg.s^{-1}$)
Δt	time between two laser pulses (μs)

Greek symbols

λ	thermal conductivity ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
β	coefficient of expansion (K^{-1})
μ	dynamic viscosity (Pa.s)
ν	kinematic viscosity ($m^2.s^{-1}$)
ρ	density ($kg.m^{-3}$)
θ	inclination angle, Fig.1 (°)

Dimensionless terms

A	aspect ratio (b/L)
Nu	average Nusselt number ($h.d/\mu$)
Pr	Prandtl number ($cf\,\mu\,/\lambda$)
Gr	Grashof number ($g\,\beta\,\Delta T\,d^3/\nu^2$)
Ra	Rayleigh number (Gr.Pr)

Indices

f	fluid
a	ambient air
∞	fluid environment
b	based on the inter-plate spacing
L	based on the thermosyphon height
w	plate surface
av	averaged
y	local
h	hot
c	cold
up	upper hot plate
low	lower cold plate

3.2 Introduction

Due to their numerous advantages, systems based on the heat transfer by natural convection are widely used in several engineering applications such as solar energy systems, electronic circuits cooling, air conditioning and natural ventilation in buildings. The passive systems called thermosyphons or solar chimneys attached to existing rooms in a building are the most common examples for ventilation applications. These structures are generally vertical or in some cases slightly tilted from the vertical position. They can produce natural movement of air in the building due the induced temperature differences by solar heating. Some of the chimney designs help to evacuate pollutants and humidity from the rooms; the buoyancy force drives the internal air upward throughout the chimney's exit; this movement assists fresh air to enter through the openings. For these purposes the solar chimney must be in contact with the internal air. Other chimneys are designed only to insert the collected solar radiation heat (in case of solar heating) or to evacuate the undesirable heat due to solar radiation (to reduce summer heat load), thus they are not related to the interior room air. Some of these particular passive solar heating designs are known as Trombe walls.

In this article, the studied system is not used to heat or ventilate the interior but to prevent from the warming of the roof system due to the solar heating. This thermosyphon is located under the tiles. The solar radiation increases the tiles temperature which heats up the air in the ventilated cavity setting up buoyancy force which induces the upward airflow circulation. The construction of this open air cavity in the roof system is specified by the European standards and the national building rules. It is designed to evacuate the humidity and therefore to protect the roof wood structure. It also helps to prevent the overheating of the tiles by solar irradiation; it evacuates the heated air from the roof system by the mean of passive ventilation.

The objective of this work is to study through an experimental set up the buoyancy-driven airflow generated in the thermosyphon implementing the PIV measurement technique. A CFD model representing this phenomenon is also developed and the results obtained for the air flow rate are validated by the experimental results. The experimental data together with additional numerical simulations allow us to propose correlations for the mass flow rate and heat transfer coefficients as a function of different parameters.

The developed correlations will be implemented in a 0D/1D thermal network type model in order to create a model for the whole roof system in static and transient conditions. Thus the main target is to represent the system with correlations for the mass flow rate and heat transfer coefficients.

3.3 State of the art

Roof systems are usually built with a ventilated air gap below the tiles and an airtight membrane or an underlay fixed on top of the insulation material (Figure 1). The implementation of a 3 cm minimum air gap is advised by the European standards and the national building rules [1]. The airtight membrane or underlay is advised to prevent the infiltration of snow, dust, rain and wind into the insulation and at the same time, if this underlay is in contact with insulation, it should be permeable to the water vapor in order to avoid condensation.

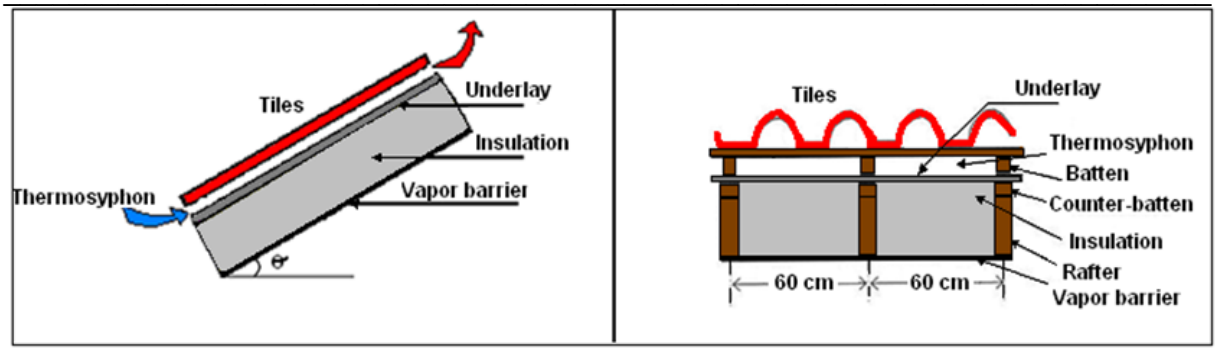


Figure 1 - Longitudinal and transversal section in the roof system.

Unlike forced convection, the buoyancy-driven natural ventilation usually has low flow rates and is difficult to control because it depends on various parameters like the incident solar radiation, the geometry and the inclination of the system. For this reason and in order to improve the understanding of the ventilation performance of the thermosyphon and its mass flow rate, the important parameters must be identified and their impact on the thermosyphon's efficiency must be studied.

In the literature, various experimental [2-7], analytical and numerical investigations [8-15] have been implemented to study the buoyancy-driven flow and heat transfer that occur inside thermosyphons of different configurations. In fact, various numerical studies, using 2D or 3D CFD techniques, were performed to characterize the air movement inside Trombe walls [16], thermosyphons [10, 17-18] and behind photovoltaic panels [19, 35]. Some authors conducted experiments to validate their models [20, 18, 21-24].

However, most of the studies investigate vertical thermosyphons which are simpler to construct and to study. The inclination could increase the exposure to solar irradiation and enhance the performance of the thermosyphon. Although extra tilt can also lead to a lower effective pressure head and smaller air flow rates. Few studies were found about the inclination [6, 10-11].

The objective of the studies of thermosyphon systems was mainly to optimize the aspect ratio of the thermosyphon for a maximum airflow induced [2-4, 6, 9, 25]. Few authors implement models or perform experiments to propose a correlation for the mass flow rate as a function of dimensionless parameters. The studies that developed 1D mathematical models based on the energy balance over the control volumes in the fluid and Bernoulli equations [12-15] were carried out for vertical thermosyphons and propose correlations for the air flow rate that can be used in a mathematical model.

Burek [5] experimentally investigated the natural convection flow inside a vertical solar chimney and inside a Trombe wall through a small experimental channel, one wall was uniformly heated and found that the air flow rate depends on: i) the heat input (proportional to the heat input with the power of 0.572) ii) the inter-plate spacing (proportional to the gap distance with the power of 0.712). However, like most of the studies, the impact of the height or the inclination on the thermosyphon's induced air flow rate was not investigated.

Besides the inclination and the dimensions, the thermal conditions of the thermosyphon's active walls are very important parameters for the mass flow prediction as well as for the heat transfer and for the temperature and velocity profiles. Concerning the investigation of the performance of thermosyphon systems, i) some studies in the literature considered the two plates symmetrically heated at the same uniform wall temperature (UWT) [2-4, 8-9, 18, 24,

26], ii) others at the same uniform heat flux (UHF) [9] and iii) some considered one wall uniformly heated and the other wall unheated or well insulated [5-6, 22-23]. Awbi [26] showed that the UWT assumption is valid for solar chimneys of gap-to-height ratio smaller or equal to 0.1 which corresponds to our case.

The experimental conditions stimulate what happens in the roof systems implementing a constant heat flux condition and a constant wall condition. This does not represent the real ambient conditions adequately. Although a constant heat flux is applied on the upper surface of the upper plate, the convective and radiative heat transfer between the surface and the ambient environment results a non uniform heat flux. Therefore the best simulation inputs considered in modeling are temperature profiles along the two plates. Due to the lack of correlations for the mass flow rate in tilted differentially heated thermosyphons, the approach followed in this article is based on PIV measurements that will determine the air flow rate induced. Having the upper plate uniformly heated while the lower one is not, temperatures inside the thermosyphon along the two plates are measured at different heights. The same temperature profiles are then used as a boundary limit in a CFD model along with the geometry and material properties and the results obtained for the air flow rate are validated by the experimental data. A correlation for the mass flow rate is then proposed and discussed. The model is used to propose a correlation for the heat transfer coefficient which is compared to the literature.

3.4 Experimental set up

The experimental apparatus used to measure the velocity field in a tilted thermosyphon is a 2D-PIV system. It is a non-intrusive flow measurement technique; it provides instantaneous velocity field measurement within the desired areas.

With this technique, the velocity field is determined by measuring the displacement of tracer particles inserted into the buoyancy-driven air flow. For that purpose, the particles of the seeding introduced in the test cell are illuminated, twice within a short time interval, by a pulsed laser light. The two locations of the tracer particles are recorded by a camera synchronized with the laser.

A double cavity Nd-Yag Solo III laser of 532 nm wavelength and 50 mJ pulse energy was used as a light source to illuminate a cross-section of the flow. A CDD camera, FlowSense 2M, with a resolution of 10 bits and 1600 x 1200 pixels located perpendicularly to the light sheet was used to capture the pair of particle images. The synchronization between the laser emission and the CDD was controlled by the Dynamic Studio software in order to obtain sequential pairs of particle images. Data analysis of the PIV was performed using the software package “Dynamic Studio”, described in detail in Dantec Dynamics user guide [27].

The experimental apparatus is shown in Figure 2. The laser plane is located at the centre of the cavity parallel to the flow and the camera is located at a distance of 0.68 m from the inlet cross-section of the cavity. The main components of the experimental set up are: i) the open cavity filled with air at atmospheric pressure, ii) the 2D-PIV system that includes the laser and the CDD camera, iii) the heating panels placed on the entire surface of the cavity’s upper plate and iv) the data acquisition system.

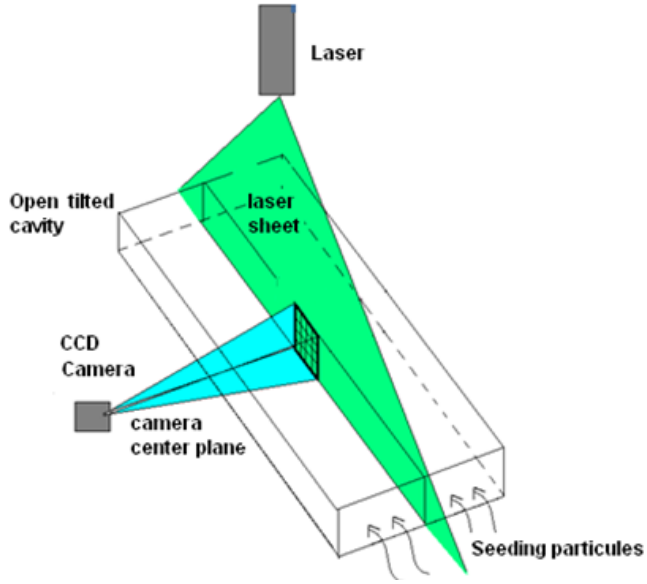


Figure 2 - Sketch and photo of the experimental set-up.

The cavity was made of transparent plexiglas to allow optical access for the CCD camera. The initial length of the channel is 1 meter; it is later on lengthened to 2 and 3 m. The channel has a constant width of 60 cm which is the most common distance between rafters. The inter-plate spacing is a constant value of 3 cm. The cross-section at the inlet and outlet takes two different values: 0.012 and 0.018 m^2.

The upper wall of the test cavity is entirely covered with two silicone heating panels. Each one can generate a power of 600 W under 230 V. The surface temperatures inside the cavity on the upper and lower plates were measured by J-type thermocouples at different levels of height from the bottom of the thermosyphon to its outlet. The ambient temperature was measured by one supplementary thermocouple.

The series of experiments were initiated with tracer particles suspended in the fluid. A smoke machine, Magnum 800, placed in front of the inlet section was used to insert the particles into the flow (figure 3). The particles were carefully chosen in order to follow the flow without deviation due to gravity.



Figure 3 - Photo of the smoke machine in front of the inlet section.

When the smoke is introduced in the thermosyphon (figure 4), a perturbation of the air motion inside the cavity occurs. The images are analyzed and the velocity profile is saved when steady conditions were observed again.

PIV analysis was conducted using cross correlation techniques, an interrogation area size of 32x32 pixels, with 50 % overlap.

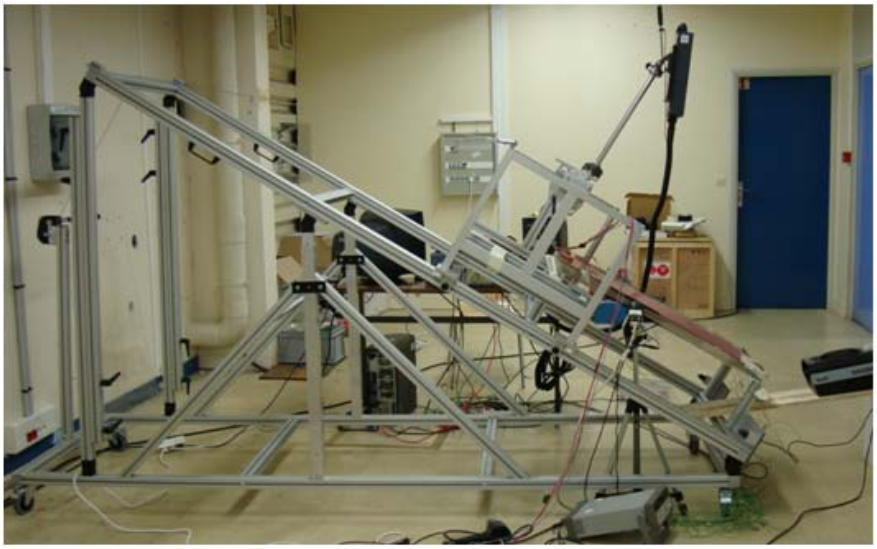


Figure 4 – Photo of the overall experimental test bench

3.5 CFD model

In differentially heated open cavities, the non-dimensional parameters that describe the natural convective flow in between the two parallel plates are: i) the number of Rayleigh Ra, ii) the Prandtl number Pr, iii) the aspect ratio A which is the inter-plate spacing b over the length L and iv) the inclination of the cavity (figure 5).

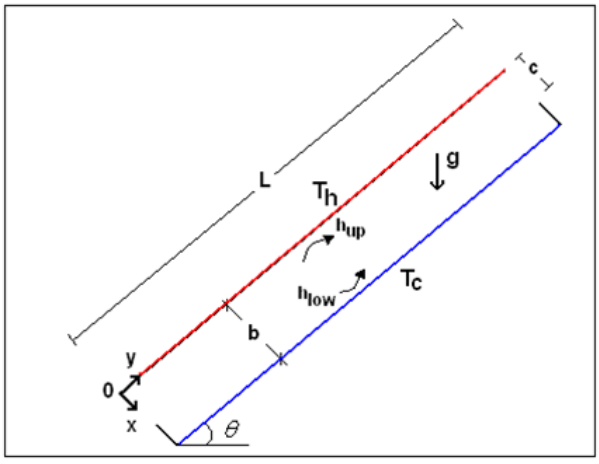


Figure 5 - CFD model representing the thermosyphon.

In our study, the working fluid is the air which has a constant Prandtl number equal to 0.71 thus the Nusselt number based on the inter-plate spacing of the thermosyphon is represented in the form of:

$$Nu_b = f(Ra_b, \frac{b}{L}, \theta) \qquad (3.1)$$

where the Rayleigh number based on the inter-plate spacing of the thermosyphon is defined as follows:

$$Ra_b = \frac{g\beta(T_W - T_\infty)b^3}{\nu^2}.\Pr \qquad (3.2)$$

β is the volumetric thermal expansion coefficient namely the change in the density of air as a function of temperature at constant pressure (K^{-1}), g is the gravitational acceleration (9.81 m^2/s), ν is the kinematic viscosity (m^2/s), T_W is the temperature of the plate, T_∞ is the ambient air temperature, and Pr is the Prandtl number. The thermophysical air properties in the Nusselt and Rayleigh numbers were all evaluated at the film temperature $(T_W + T_\infty)/2$.

According to the literature, the Rayleigh number based on the channel height is generally used to determine the flow regime in the thermosyphon. If the Rayleigh number becomes higher than a certain critical value, the buoyancy force becomes too important, compared to the viscous force acting on the fluid and the flow becomes turbulent.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_W - T_\infty)L^3}{\nu^2}.\Pr \qquad (3.3)$$

A numerical investigation of the natural buoyancy-driven fluid flow and heat transfer in the following thermosyphon has been carried out using the CFD code, Fluent. The equations of the steady, turbulent, incompressible and three-dimensional form of the conservation equations were solved for the air flow in the tilted thermosyphon using the Boussinesq approximation. This assumption imposes constant values in all thermophysical properties except for the density in the buoyancy force term of the momentum equation. It is also assumed that viscous dissipation is negligible. The $K-e$ turbulence model was chosen due to the high Rayleigh numbers.

For the inlet and outlet section of the thermosyphon, the pressure is set equal to ambient pressure and the inlet temperature is set equal to ambient temperature. For the two active walls, the temperature profiles obtained from the experiments were fixed as boundary conditions. The other walls were considered adiabatic.

An adequate mesh size was chosen for the three different cavity heights of the experiments (1, 2 and 3 meters). It was proven adequate by carrying out the grid independence test. Increasing the mesh size showed no changes in the velocity profiles for a certain section in the thermosyphon.

3.6 Results and discussion

3.6.1 Validation of the CFD model

The cases tested in the experimental set up using the PIV technique are shown in Table 1. Three lengths were tested, two opening sections, two inclinations and different wall-to-ambient temperature difference. The hot and cold temperatures, T_h and T_c, presented in Table 1 were computed, for each case, by averaging the readings of the different thermocouples placed inside the cavity along the length on both the upper and lower plate.

Table 1 – Cases tested in the experimental set up

case	Angle(°)	T_h (K)	T_c (K)	T_a (K)	DT (K)	L (m)	c (cm)
1	30	313.0	297.0	288	16.0	1	2
2	30	303.1	295.0	288	8.1	1	3
3	30	303.4	295.3	288	8.1	1	2
4	30	313.1	297.1	288	16.0	2	3
5	30	315.8	299.7	288	16.1	2	2
6	30	304.5	292.2	288	12.3	2	2
7	30	313.3	301.3	288	12.0	3	3
8	30	314.0	302.0	288	12.0	3	2
9	30	313.8	300.6	293	13.2	3	3
10	35	313.8	302.4	293	11.4	3	3
11	35	314.5	302.3	293	12.2	3	2
12	35	319.1	303.7	295	15.4	3	3
13	35	324.0	313.4	295	10.5	3	3
14	35	326.6	316.4	295	10.2	3	2

Figure 6 shows the results of the thermosyphon mass flow rate for different opening sections, lengths, inclinations and wall-to-ambient temperature differences. Both the values predicted by the CFD calculations and those obtained by the PIV measurements are represented.

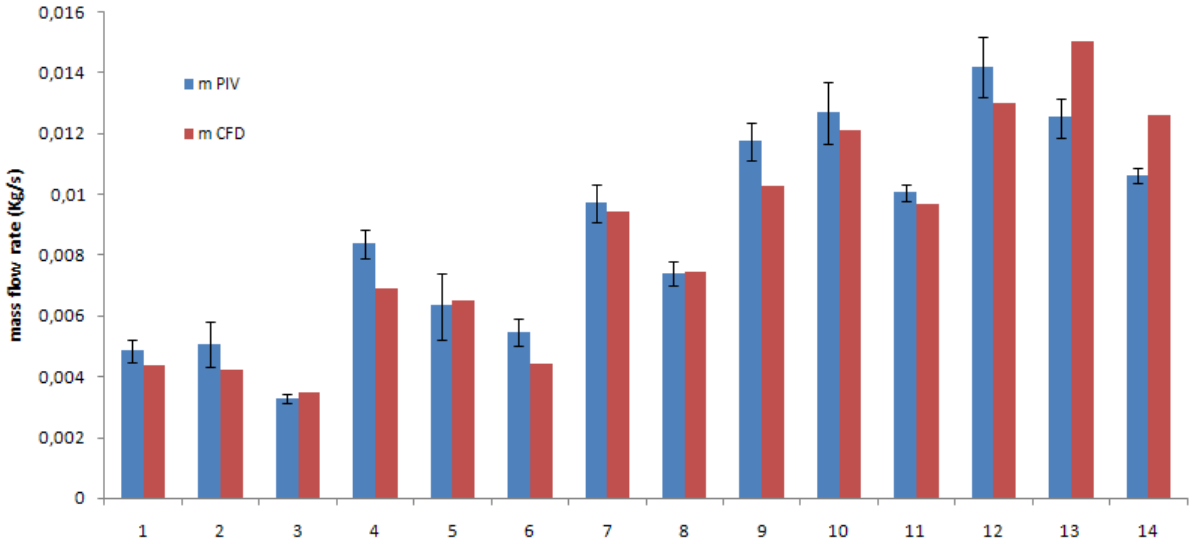


Figure 6 – Mass flow rate results of both experimental and numerical studies

For the PIV measurements, a maximum standard deviation of 0.11 % and an average standard deviation of 0.05 % were estimated. The comparison between the calculated and measured values shows a maximum difference of 19.7% and an average one of 10.3%.

The tendency of the mass flow rate progression as a function of the varied parameters is in good agreement with the literature. First of all, the reduction of the heat flux in both cases decreases the mean temperatures for the hot and cold plates and therefore decreased airflows. In addition, both results show that the mass flow rate induced in the thermosyphon increased with the inclination and the channel length. If the tilt angle is increased, the buoyancy-driven

flow is more intense generating an increased airflow. Moreover, the heat flux penetrating the thermosyphon is analog to the surface of the cavity, therefore the mass flow rate increases with the length. In addition, the linear pressure drop which increases with the length and opposes to the generation of bigger airflows doesn't seem to have impact on the thermosyphon for lengths up to 3 meters.

Another conclusion can be drawn from figure 6; as temperature difference between the cold wall and the ambient air (when this latter becomes close to adiabacity) increases, the mass flow rate increases.

The results also show than when changing the opening gap from 3 to 2 cm at the inlet and the exit of the air channel, the mass flow rate decreases by an average value of 18%. This is explained by the fact that when decreasing the opening sections, the pressure drop due to the inlet and exit sections increases, resulting lower mass flow rates.

In order to consider isothermal surfaces (for simplicity purposes) instead of the temperature profile, a set of numerical simulations was conducted using either the measured temperature profile or the averaged temperatures on cases of different heights (Figure 7). The results showed that the difference is negligible (around 3%) and that the assumption of isothermal plates can be applied for both the mass flow and the heat transfer.

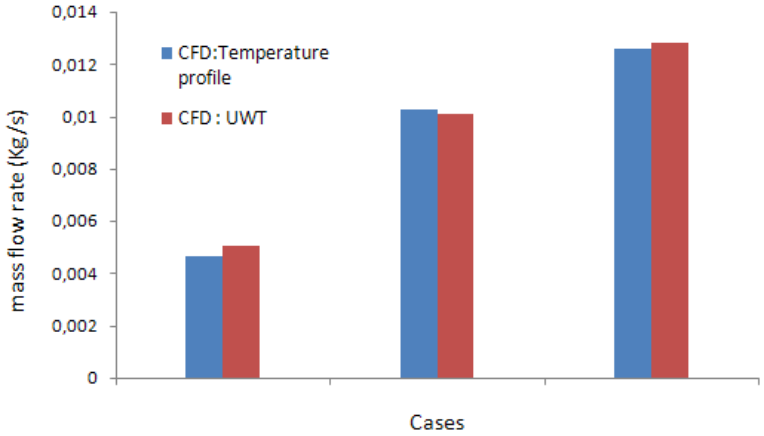


Figure 7 – Comparison between two CFD boundary conditions

The simulations performed in the following use the UWT instead of the temperature profile condition.

3.6.2 Correlation for the airflow rate

Both the experimental and numerical analysis showed that the mass flow induced in the channel is a function of the following parameters: the aspect ratio, the inclination, the upper and lower wall temperature and the ambient air temperature. To propose a correlation that is a function of the temperature difference between the plates and the ambient air, these three parameters were included into two dimensionless numbers. In fact, the heat transfer along the hot and cold plate in the air channel is defined with two Rayleigh numbers; one for the upper plate and the other for the lower one. Both are based on the cavity length and not on the spacing because the objective is to study the impact of the length on the performance of the thermosyphon, the inter-plate spacing is kept constant (3cm). The correlation for the mass flow rate is thus a function of i) the inclination, ii) the two Rayleigh numbers, iii) the aspect ratio of the thermosyphon and iv) the ambient air temperature.

After validating the model, additional numerical simulations were carried out in order to have more results for a wider range of parameters and to be able to propose an adequate correlation as a function of these parameters.

By using the least squares method on both the experimental and numerical results, the following correlation is proposed for the mass flow rate induced in the tilted air channel:

$$\dot{m} = 2{,}312E-5 \times \sin\theta \times (Ra_{L,h}{}^{0.4098} + Ra_{L,c}{}^{2.53E-9})^{0.6609} \times (\frac{c}{L})^{0.07} \times (\frac{T_\infty}{273.15})^{5} \quad (3.4)$$

where

$$Ra_{L,h} = \frac{g\beta(T_h - T_\infty)L^3}{\nu^2}.\Pr \quad (3.5)$$

And

$$Ra_{L,c} = \frac{g\beta(T_c - T_\infty)L^3}{\nu^2}.\Pr \quad (3.6)$$

Figure 8 compares the mass flow rates obtained by the correlation, numerically calculated and measured. The correlation established for the mass flow rate predicts 90% of the results within $\pm$ 20%.

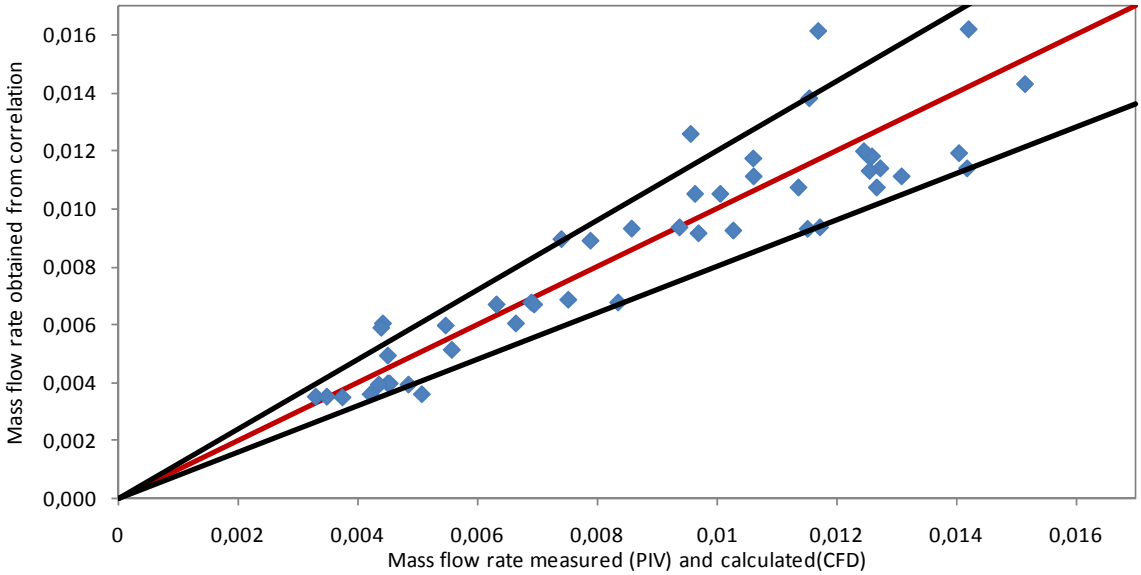


Figure 8 – Results for the mass flow rate.

The roof systems have usually a length between 4 and 6 m. In order to see if the correlation can be extrapolated to these lengths, two numerical simulations have been realized on two thermosyphons having the following lengths; 4 and 6 meters. The difference between the mass flow rate numerically obtained and the one calculated by the correlation was around 4% for both cases. Therefore, the correlation proposed is valid for an inclination angle that varies from 30 to 45° and an aspect ratio that varies from 0.005 to 0.03.

3.6.3 Correlation for the convective transfer coefficients

Most of the researches on the heat transfer coefficients inside thermosyphons are generally conducted for the vertical orientation like for instance [28-33]. Fewer authors investigate the heat transfer inside a thermosyphon for inclined positions. The only experimental investigation found in the literature on tilted channels is carried out by Azevedo [34] who studied the natural convection heat transfer inside a tilted thermosyphon filled with water (Pr=5) with variable aspect ratio, heating modes, angles and Rayleigh numbers.

In his experimental investigation, Azevedo [34] studied three heating modes; symmetrically heated, asymmetrically heated from above and from below. The roof system below the thermosyphon is usually insulated. This leads to the assumption that most of the incident heat flux is eliminated through the open air cavity by natural convection and therefore, the thermal flux passing into the attic is limited and can be considered small compared to the incident one. Our study can therefore be compared to the case of asymmetrically heating from above. For that specific heating mode, Azevedo defines a global heat transfer coefficient for the channel; it is given by the following relation:

$$h = \frac{Q}{S\Delta T} = \frac{Q}{S(T_W - T_{f,av})} \tag{3.7}$$

where Q is the convective heat flow (W) and S is the surface area (m^2) of the heated plate. $T_{f,av}$ is the average temperature of the fluid inside the channel and T_w is the average temperature of the heated plate.

The Nusselt number of the channel is defined as follows:

$$Nu_b = \frac{hb}{\lambda} \tag{3.8}$$

where λ is the thermal conductivity of the fluid ($W.m^{-1}.K^{-1}$).

The Rayleigh number used is expressed as follows:

$$Ra_b = \frac{g\beta(T_h - T_{f,av})b^3}{\nu^2}.\Pr \tag{3.9}$$

The correlation that Azevedo proposes is valid for all the investigated heating modes, inclinations ($45° < \theta < 90°$), inter-plate spacings (0.0437<b/L<0.109) and Rayleigh numbers (200< $((b/L)Ra_b)$ <2.105) with a divergence of $\pm$ 10%, it is given by the following equation:

$$Nu_b = 0{,}644\left[\frac{b}{L}Ra_b\cos(90-\theta)\right]^{0,25} \tag{3.10}$$

It shows that the heat transfer increases with the inclination and the Rayleigh number. On the other hand, the more the height of the cavity increases, the more the heat transfer in the cavity is decreasing.

The Azevedo correlation validity domain does not include the conditions explored in this study (0.01<b/L<0.03 and an inclination range that varies from 30° to 45°).

The experimental set up used in this study cannot be used to estimate the heat transfer coefficients along the upper and lower plate inside the thermosyphon. Thus, the experimentally validated CFD model is used to determine the heat transfer coefficients through the different simulated cases. The numerical results obtained from the CFD modeling were compared to the heat transfer coefficients calculated with Azevedo correlation (extrapolated out of its validity limits). The average heat transfer coefficient is obtained from the CFD numerical results by integration of the local convective heat exchanges:

$$h = \frac{\int h(x)S(x)dT(x)}{\int SdT} \tag{3.11}$$

The numerical results shown in Figure 9 confirm the conclusions drawn by Azevedo. The heat exchange coefficient increases with the Rayleigh number (based on the hot wall temperature) and inclination angle but decreases with the height of the thermosyphon.

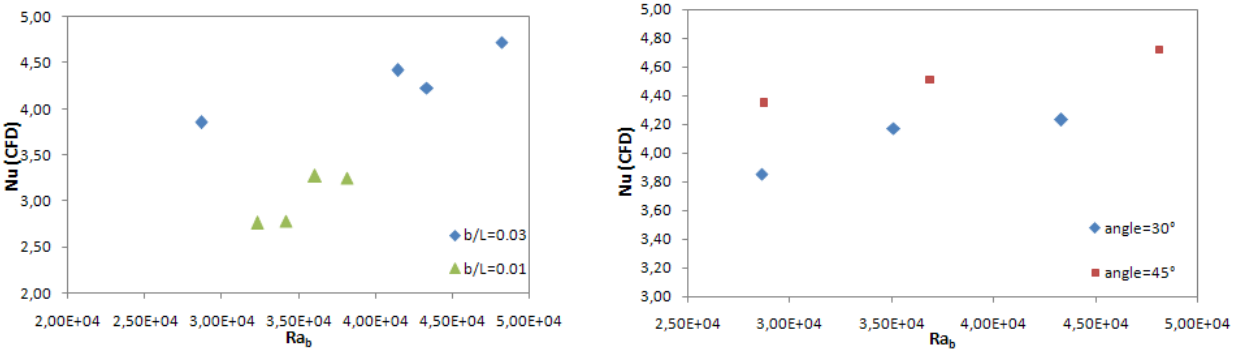


Figure 9 - Numerical Results of Nusselt numbers for different aspect ratios (left) and different inclination angles (right)

Figure 10 compares the heat transfer coefficients obtained from the CFD modeling and those calculated by Azevedo correlation for all the cases studied.

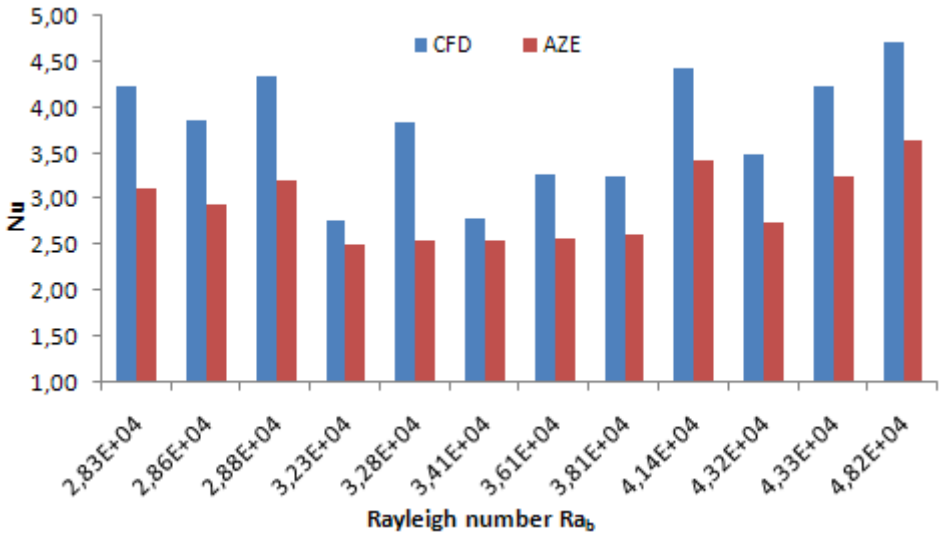


Figure 10 - Comparison of the Nusselt number results between Azevedo correlation and the numerical simulations.

The difference obtained between the two results is mainly because the correlation is valid for a minimum inclination angle of 45° and for an inter-plate spacing between 0.0437 and 0.109. Since our study investigate a smaller inter-plate spacing (0.01<b/L<0.03) and an inclination range that varies from 30° to 45°, additional series of numerical simulations were conducted in order to extend the range of applicability of the correlation for the heat transfer inside our channel.

The least squares method is used on the ten cases simulated in the CFD in order to propose a more suitable correlation for the air channel configurations for this study. The Nusselt numbers obtained from the numerical simulations were compared in Table 2 to the values calculated by Azevedo and to the ones obtained by the new correlation established using the least squares method.

Table 2 – Cases simulated in the CFD code.

case	angle(°)	L (m)	b/L	T_{amb} (K)	$T_{h.av}$ (K)	$T_{c.av}$ (K)	$T_{air.av}$ (K)	Nu (AZE)	Nu(CFD)	Nu (CORR)
1	30	1	0.03	288	311.7	296.7	293.5	3.40	4.23	4.02
2	45	1	0.03	288	313.3	298.2	292.9	3.72	4.72	4.40
3	30	1	0.03	288	304.1	296.0	292.8	3.06	3.85	3.63
4	40	1	0.03	290	311.7	296.7	294.2	3.58	4.42	4.23
5	30	2	0.015	288	320.5	310.5	300.2	2.86	3.49	3.38
6	30	2	0.015	288	315.6	310.6	300.6	2.67	3.84	3.16
7	45	3	0.01	288	320.4	310.4	302.2	2.73	3.25	3.23
8	45	3	0.01	288	320.4	315.4	303.1	2.69	3.27	3.18
9	45	3	0.01	300	330.4	320.4	311.6	2.65	2.78	3.14
10	45	3	0.01	300	330.4	325.4	312.5	2.62	2.76	3.10

Figure 11 represents the Nusselt number calculated by i) the CFD, ii) Azevedo's equation and iii) the new correlation proposed for all the cases studied.

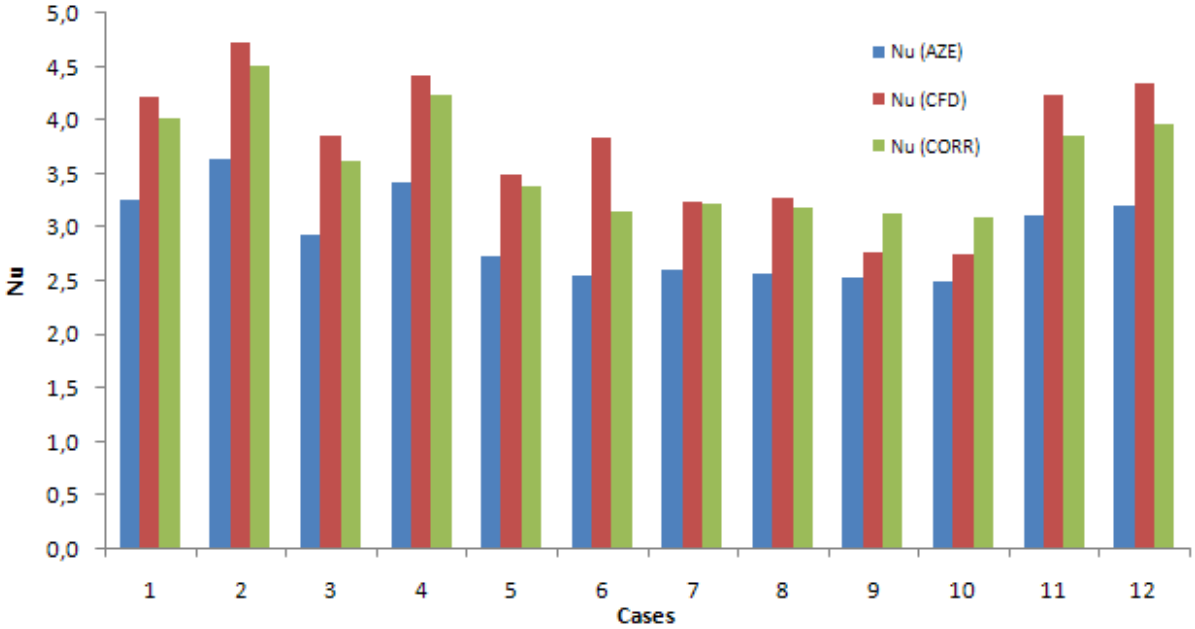


Figure 11 - Comparison of the Nusselt number results.

The correlation established for the range of aspect ratio studied in this article, which adapts the Azevedo correlation, gives an average standard deviation of 7% from the numerical results and is therefore more adequate:

$$Nu_b = 0{,}796\left[\frac{b}{L} Ra_b \cos(90-\theta)\right]^{0{,}25} \quad (3.12)$$

3.7 Conclusions

In this article, the performance of a tilted thermosyphon under the tiles was investigated through numerical and experimental investigation. The experimental set up was based on PIV measurements and was carried out in order to identify the important parameters that characterize the buoyancy-driven air flow inside the thermosyphon.

A numerical model for the air channel was developed using the CFD Fluent code. The mass flow rate results were validated by implementing 2D-PIV measurements. Both numerical and experimental results were used to propose a correlation for the mass flow rate induced that will be used as a solicitation in a thermal 0D/1D model.

A correlation from the literature for the heat transfer coefficients inside the thermosyhon was compared to the numerical results obtained from the CFD model. This correlation was adapted to the ranges of inclination angle and inter-plate spacing that defines the thermosyphon under the tiles.

Acknowledgments
The authors wish to thank the Isover Company for the financial support and cooperation.

References

[1] DTU 40.21 – Travaux de bâtiment – Couverture en tuiles de terre cuite à emboîtement ou à glissement à relief – NF P31-202-1/A2, August 2006
[2] W. Elenbaas, Heat dissipation of parallel plates by free convection, Physica, vol. IX, n° 1, pp 2-28, 1942
[3] A. Bouchair, Moving air using stored solar energy. Proceedings of 13TH National Passive Solar Conference, Cambridge, Massachusetts, 1988, 33-38
[4] A. Bouchair, Solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria. Building Service Engineering, Research and Technology 1994, 15(2), pp 81-93
[5] S.A.M Burek, A. Habeb, Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe walls, Energy and Buildings, vol 39, pp 128-135, 2007
[6] Z.D. Chen, P. Bandopadhayay, J. Halldorsson, C. Byrjalsen, P. Heiselberg, Y. Lic, An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux, Build. Environ. 38 (2003) 893-906
[7] A. Dimoudi, A. Androutsopoulos, S. Lykoudis, Summer performance of a ventilated roof component, Energy and Building 38 (2006) 610-617
[8] HB. Awbi, G. Gan, Simulation of solar-induced ventilation. Renewable Energy Technology and The Environment 1992; 4: 2016-30
[9] B. Zamora, A.S. Kaiser, Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation, Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp 762-769, 2009
[10] E.P Sakonidou, T.D Karapantsios, A.I Balouktis, D. Chassapis, Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow, Solar Energy 82 (2008) pp 80-94

[11] D.J Harris, N. Helwig, Solar chimney and building ventilation, Applied Energy 84 (2007), pp 135-146
[12] K.S. Ong, A mathematical model of a solar chimney, Renew. Energ. 28 (2003) 1047-1060
[13] K.A.R Ismail, J.R Henriquez, Simplified model for a ventilated glass window under forced air flow conditions, Applied Thermal Engineering, vol 26, pp 295-302, 2006
[14] Aude Lacena-Neildez, Thèse Modélisation et etude expérimentale des échanges de chaleur dans des composants innovants de batiment industriels, 2000
[15] R. Bassiouny, N.S.A. Koura, An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation, Energy and Buildings 40 (2008) 865-873
[16] G. Gan, S.B. Riffat, A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery, Appl. Therm. Eng. 18 (1998) 1171-1187
[17] A.M Rodrigues, A. Canha de Piedade, A. Lahellec, J.Y Grandpeix, Modelling natural convection in a heated channel for room ventilation, Building and Environment, 35, pp 455-469, 2000
[18] E. Bacharoudis, M.G. Vrachopoulos, M.K. Koukou, D. Margaris, A.E. Filios, S.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 27 (2007) 2266-2275
[19] B. Moshberg, M.Sandberg, Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels, International Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2, pp 287-301, 1998
[20] G. Gan, A parametric study of trombe walls for passive cooling of buildings, Energy Buildings, 1998; 27, pp 37-43
[21] C. Afonso, A. Oliveira, Solar chimneys: simulation and experiment, Energy and Buildings 32 (2000) 71-79
[22] M. Sandberg, Cooling of building integrated photovoltaics by ventilation air. In: Proceedings of HybVent Forum 99, The University of Sydney, Australia, 28 september 1999. P 10-8
[23] H. Fath, Development of a natural draft solar fan for ventilation of greenhouses in hot climates. In t Journal of Solar Energy 1993; 13:237-48
[24] P.I Betts, I.H Bokhari, Experiments on natural convection of air in a tall cavity, In: IAHR workshop on flow modeling, Paris, vol V, 1996, pp 25-26
[25] B. Morrone, A. Campo, O. Manza, Optimum plate separation in vertical parallel plate channels for natural convective flows : incorporation of large spaces at the channel extremes, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 40, No 5, pp 993-1000, 1997
[26] H.B. Awbi, Design consideration for natural ventilated buildings. Renewable Energy 1994;5:1081-90
[27] Dynamic Studio software and Introduction to PIV instrumentation, DantecDynamics GmbH, Publication number: 9040U3625
[28] A. Mitra, T.K. Dutta, D.N. Ghosh, Natural convective heat transfer in water enclosed between pairs of differentially heated plates, Heat Mass Transfer (2008) 45: 187-192
[29] ERG Eckert, WO Carlson, Natural convction in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures, Int J Heat Mass Transfer 2:106-120, 1961
[30] M. Jakob, Heat transfer, vol. 1, Wiley, New York, pp 536-539, 1949
[31] RK MacGregor, AF Emery, Free convection through vertical plane layers-moderate and high Prandtl number fluids. J Heat Transfer 91: 391-403
[32] E.M Sparrow, GM Chrysler, LF Azevedo, Observed flow reversals and measured-predicted Nusselt numbers for natural convection in a one-sided heated vertical channel; J Heat Transfer 106: 325-332
[33] LFA Azevedo, EM Sparrow, Vertical-channel natural convection spanning between the fully-developed limit and the single-plate boundary-layer limit, Int J Heat Mass Transfer 28: 1847-1857
[34] L.F.A Azevedo, E.M. Sparrow, Natural convection in open-ended inclined channels, Journal of heat transfer, vol. 107, pp 893-901, November 1985
[35] A. Guiavarch, B. Peuportier, Photovoltaic collectors efficiency according to their integration in buildings, Solar Energy, vol 80 n°1 pp 65-77, 2006

Chapitre 4 : Modélisation de parois complexes verticales et inclinées

4.1 Introduction

Pour isoler les parois verticales du bâtiment en utilisant des PMR, il est nécessaire d'organiser une ou deux lames d'air de quelques centimètres d'épaisseur intercalée entre l'isolant et les parements intérieur et extérieur du mur pour permettre la réflexion du rayonnement. Contrairement à la pose en toiture où la ventilation est primordiale, une pose idéale pour l'isolation des murs exige des lames d'air non ventilées, étanches à l'air. Ces dernières doivent également conserver une épaisseur constante le long de la paroi.

Généralement, dans le cas de l'isolation des murs par l'intérieur, le PMR est agrafé sur un quadrillage de tasseaux en bois ménageant une ou deux lames d'air adjacentes au produit. Le cas de deux lames d'air est représenté sur la figure 4.1.

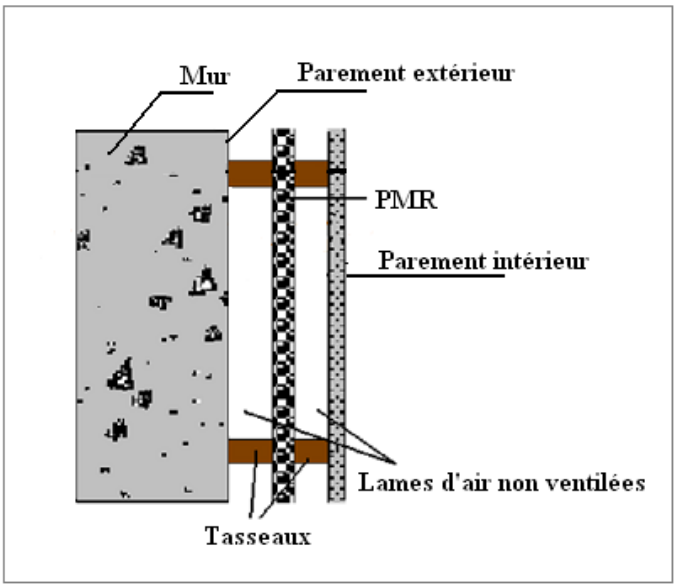


Figure 4.1 - Pose en mur (Cas de deux lames d'air)

Dans ce chapitre, une modélisation de parois verticales complexes est réalisée par découplage des phénomènes de transferts thermiques existant au niveau de l'ensemble de la paroi, puis assemblage des modèles dans un logiciel de modélisation de réseaux thermiques. Dans un premier temps, sont expliqués la méthodologie de découplage des phénomènes thermiques et le choix de la modélisation de type réseau thermique. Ensuite la construction du réseau thermique est présentée. En effet, le logiciel de modélisation des échanges radiatifs MODRAY calcule les facteurs de transferts radiatifs et l'outil de modélisation de réseaux thermiques THERMETTE permet de construire l'ensemble de la paroi complexe. En utilisant les résultats de l'étude de convection naturelle dans les lames d'air non ventilées obtenus au chapitre 2, un assemblage de modèles est ensuite réalisé dans THERMETTE en important les résultats des échanges radiatifs présents calculés dans MODRAY.

Les résultats du modèle sont exploités, interprétés et validés par des études expérimentales sur des boîtes chaudes calibrées, verticales et inclinées. En effet, les performances thermiques du PMR seul et couplé à une et deux lames d'air sont validées à la suite d'une étude expérimentale sur un calorimètre vertical construit au CEP. Ce dernier, incliné, est utilisé ensuite pour valider les performances thermiques d'un complexe incliné de 45° par rapport à l'horizontale et comportant un PMR couplé à une lame d'air.

Enfin, une conclusion sur les performances thermiques de parois verticales complexes est établie avec une détermination de la valeur de résistance thermique maximale que ces produits

peuvent atteindre une fois intégrés au bâtiment. L'impact des paramètres intervenant dans la résistance thermique du complexe sont également explicités.

4.2 Méthodologie de découplage des phénomènes thermiques

La méthodologie du découplage thermique a été utilisée essentiellement afin d'étudier séparément les transferts thermiques thermo-convectifs, radiatifs et par conduction ayant lieu au niveau du complexe mural.

La figure 4.2 schématise une paroi verticale intégrant un PMR et deux lames d'air non ventilées. Les transferts thermiques par convection avec l'extérieur et l'intérieur sont caractérisés respectivement par les coefficients d'échange convectif h_{ce} et h_{ci}. Au sein de la lame d'air il existe, en parallèle avec le transfert radiatif, soit de la conduction pure, soit de la thermoconvection. La convection dans la lame d'air non ventilée est caractérisée par le coefficient d'échange convectif h_{ca}, déjà étudié au chapitre 2. Les autres composants formant la paroi verticale sont sujets à la conduction ou la pseudo-conduction dans le cas des transferts thermiques au sein du PMR et à la conduction et au rayonnement au niveau des ponts thermiques dus aux quadrillages en tasseaux délimitant les lames d'air.

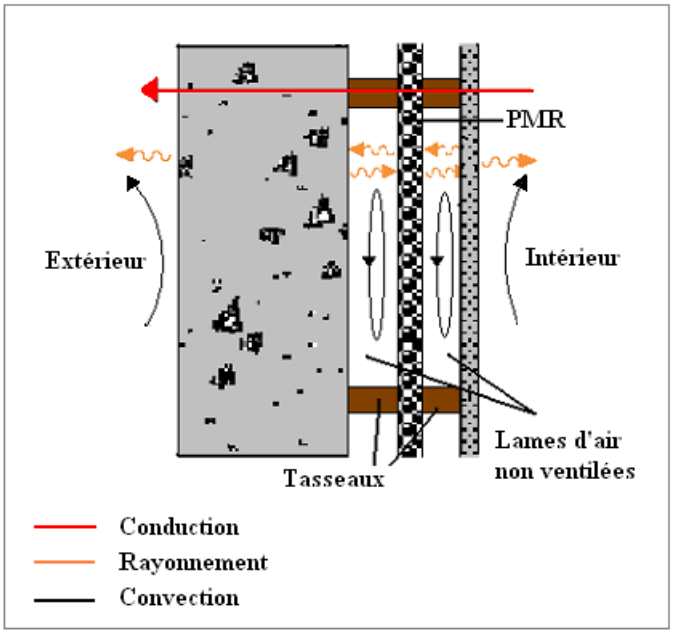


Figure 4.2 - Paroi verticale d'un bâtiment intégrant un PMR et deux lames d'air

Pour une paroi complexe composée d'un mur, d'une lame d'air non ventilée et d'un PMR, le montage équivalent des résistances thermiques est représenté sur la figure 4.3.

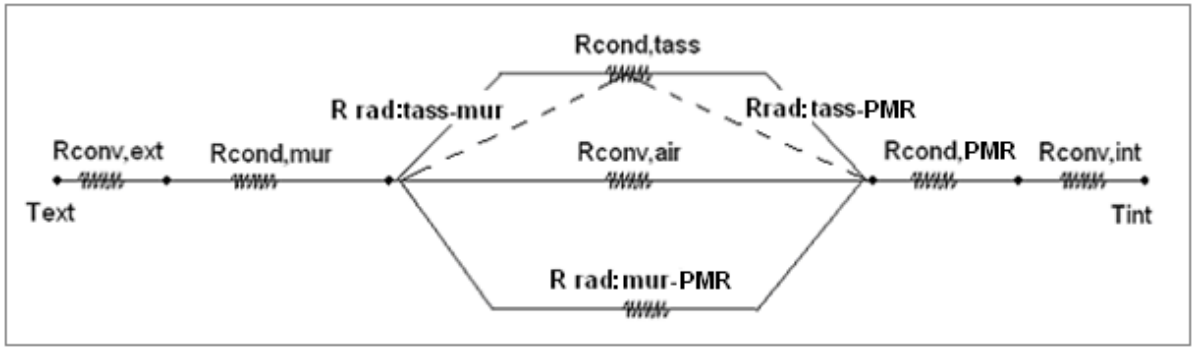


Figure 4.3 - Montage équivalent des résistances thermiques d'une paroi complexe (une lame d'air est représentée)

Les trois modes de transfert thermique existant sont résumés dans ce qui suit.

4.2.1 Les transferts thermo-convectifs

Les transferts convectifs avec l'extérieur et l'intérieur sont représentés respectivement par les résistances thermiques $R_{conv,ext}$ et $R_{conv,int}$. Ils sont généralement donnés par des corrélations présentes dans la littérature. Dans le modèle de paroi complexe développé, les parements extérieur et intérieur délimitant la paroi vont être soumis à des conditions de température et non à un échange convectif afin d'éviter toute erreur liée aux coefficients d'échanges convectifs utilisés.

Le transfert thermo-convectif au niveau de la lame d'air non ventilée a été défini dans le Chapitre 2. Il est représenté par une résistance thermique $R_{conv,air}$, cette dernière dépend des dimensions de la lame d'air, de son inclinaison (verticale dans le cas des parois murales) et du nombre de Rayleigh à l'intérieur de la cavité.

4.2.2 Les transferts radiatifs

Les transferts par rayonnement sont présents entre les différentes parois délimitant l'espace d'air confiné ; à savoir les tasseaux, le mur et le PMR. Les échanges radiatifs sont fonction de la géométrie et des émissivités de ces trois parois. Ils sont déterminés grâce au logiciel de modélisation des échanges radiatifs par facteurs de transfert MODRAY. Cette approche de modélisation permet d'intégrer facilement les échanges radiatifs dans le modèle thermique complexe.

4.2.3 Les transferts conductifs ou pseudo conductifs

Les transferts conductifs sont présents dans les parois homogènes formant le complexe à savoir le mur et les tasseaux. Le PMR qui peut être un matériau multicouches ou en feuille contenant des bulles d'air est sujet à plusieurs phénomènes de transferts thermiques. A cause de sa faible épaisseur et de sa contribution limitée à la résistance thermique globale du complexe, le choix dans ce travail est de représenter les transferts en son sein par une pseudo conduction équivalente. Ainsi, les résistances thermiques $R_{cond,mur}$, $R_{cond,PMR}$ et $R_{cond,tass}$ représentent ces trois composants. Ces résistances thermiques dépendent des propriétés intrinsèques ou équivalentes des matériaux utilisés.

4.3 Développement du modèle complexe de paroi

4.3.1 Description du solveur thermique THERMETTE

Pour représenter les échanges thermiques convectif, conductif et radiatif du système de paroi verticale et pour calculer les températures et les flux dans les différents composants du système, le solveur thermique THERMETTE [THE] est utilisé.

Ce logiciel de calcul thermique a été développé au Centre Energétique et Procédés de MINES ParisTech et permet une modélisation de systèmes thermiques en régime permanent ou dynamique. Ces derniers sont décrits dans le logiciel comme des réseaux de composants 1D (branches dans lesquelles la variation de la température se fait selon une dimension) et 0D (volumes à température uniforme) avec leurs interactions.

Un réseau THERMETTE est constitué des éléments essentiels suivants :

- Une sollicitation : c'est une grandeur qui, formellement, ne dépend que du temps, des températures ou d'autres sollicitations. Elle est généralement imposée au système

- Une branche : c'est un terme utilisé pour représenter un corps matériel, solide ou fluide, dans lequel la température varie selon une seule dimension de l'espace. Sa position dans le réseau est déterminée par ses extrémités qui sont des nœuds du réseau

- Un volume : c'est un terme utilisé pour définir un corps à température uniforme

- Un échange : il peut être défini entre branches, volumes et nœuds. Il est conductif, radiatif ou convectif.

- Un débit : c'est une circulation de matière qui peut être définie entre une branche et un volume ou entre deux volumes

4.3.2 Représentation des éléments du complexe de paroi

Le système à modéliser est composé de plusieurs lames d'air formées à partir des quadrillages de tasseaux. Pour la modélisation d'un complexe muni d'une seule lame d'air, cette dernière est délimitée par le PMR et le parement intérieur. Dans le cas de deux lames d'air, la deuxième est construite entre le parement extérieur et le PMR. Dans tous les cas, la lame d'air est délimitée par une paroi à face réfléchissante de très faible émissivité. La figure 4.4 représente deux lames d'air construites de part et d'autre du PMR dans un système de mur en maçonnerie isolé avec de l'isolant traditionnel.

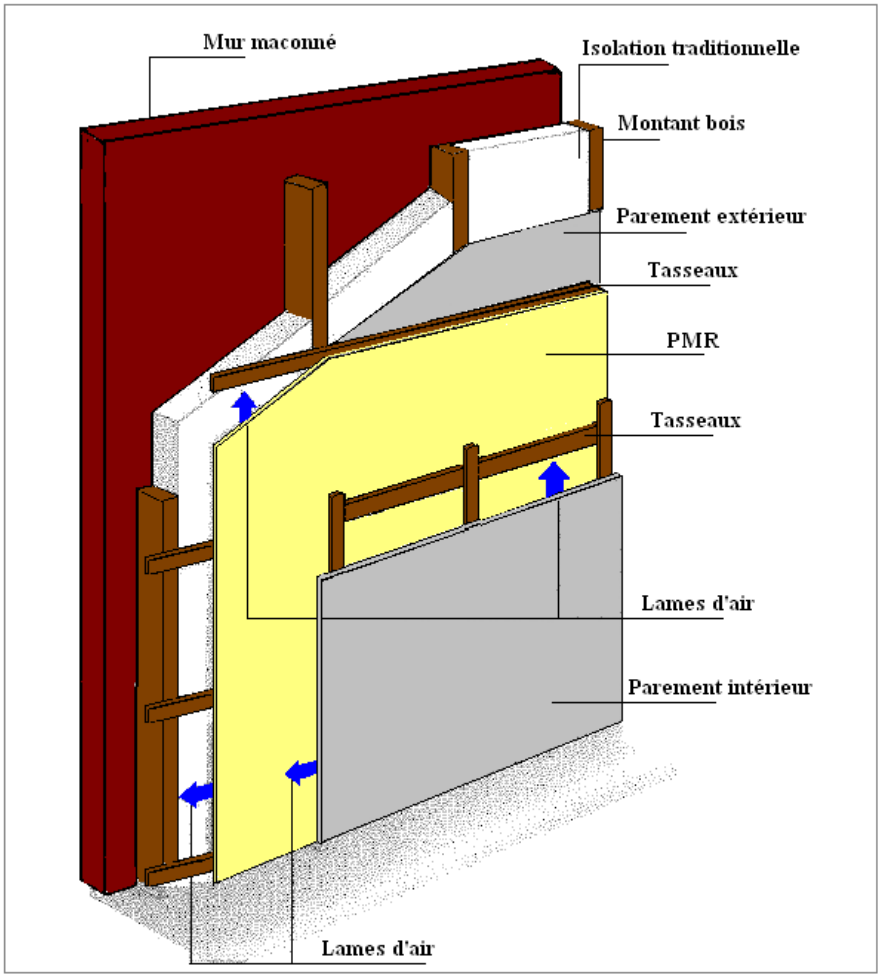


Figure 4.4 - Schéma des quadrillages de tasseaux dans un mur en maçonnerie avec comme complément d'isolation un PMR et deux lames d'air (cas de deux lames d'air)

Le système formé essentiellement par les lames d'air délimitées par les parements intérieur et extérieur et le cadre en tasseaux peut être considéré comme étant reproductible et la cellule unitaire comportant une seule cavité d'air est celle qui va être modélisée dans THERMETTE (cf. figure 4.5). En considérant un flux thermique horizontal passant du revêtement intérieur vers le parement extérieur, le flux total perdu par une paroi est obtenu en multipliant le flux calculé par le nombre de cellules formant la paroi.

Les complexes de paroi modélisés dans ce chapitre, comportant dans un premier temps une lame d'air, sont alors composés des éléments suivants :

- parement extérieur
- tasseaux
- lame d'air
- PMR
- parement intérieur

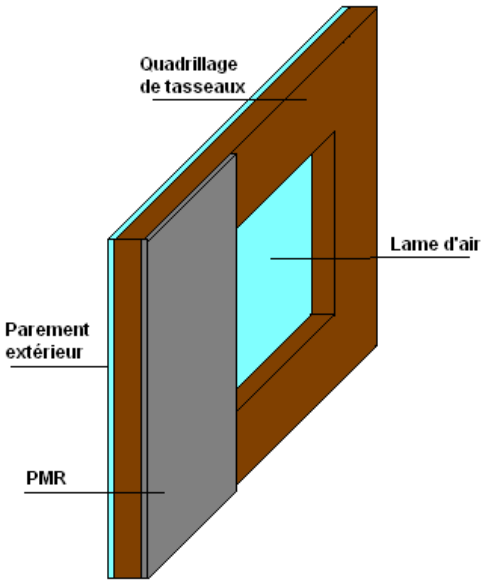


Figure 4.5 - Montage à modéliser

La figure 4.6 représente le modèle nodal d'un complexe PMR muni d'une seule lame d'air représenté dans le logiciel THERMETTE.

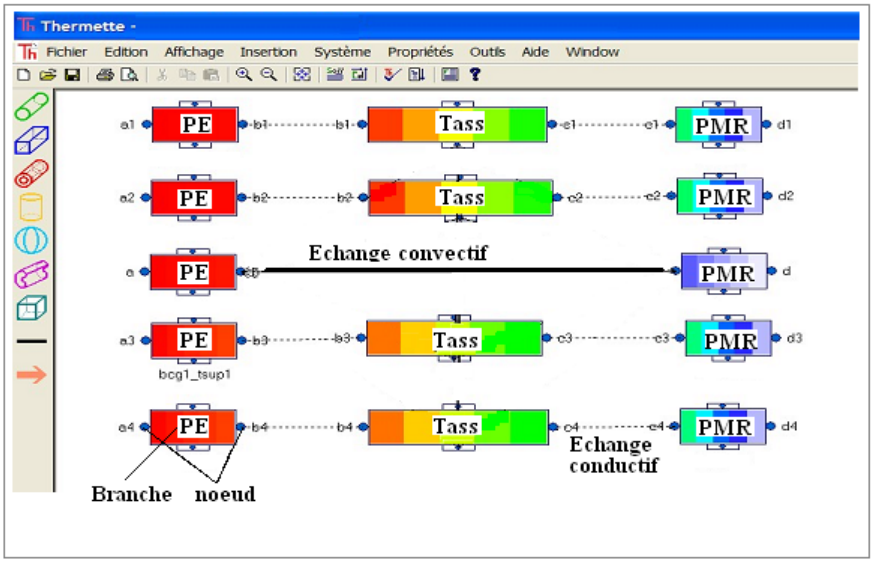


Figure 4.6 - Présentation du modèle partiel dans THERMETTE (hors échanges radiatifs)

Chaque élément est représenté par des branches 1D à deux nœuds externes : un nœud d'entrée et un de sortie. Chaque nœud peut être soumis à une température imposée, un flux surfacique ou un échange convectif (les échanges radiatifs seront introduits au paragraphe suivant). Le fait d'avoir des nœuds ayant le même nom signifie qu'ils sont en contact et que le transfert thermique s'effectue par continuité de la température (cf. figure 4.6). Un échange convectif entre deux branches est défini par un coefficient d'échange convectif. Les branches de la première colonne à gauche de la figure 4.6 représentent le parement extérieur divisé en cinq branches pour différencier son contact avec les tasseaux d'une part et la lame d'air d'une autre part. L'échange thermique entre les cinq branches est négligé devant le flux thermique traversant le complexe dans le sens du gradient de température. Les branches de la colonne du milieu définissent les quatre tasseaux entourant la lame d'air et les branches de la colonne de droite forment le PMR à faces peu émissives. Les traits en pointillé représentent les nœuds en contact et le trait en noir représente l'échange convectif à l'intérieur de la lame d'air. Les

échanges par rayonnement dans les lames d'air non ventilées sont représentés par les facteurs de transferts radiatifs calculés à partir de MODRAY, puis exportés et intégrés dans le modèle thermique global THERMETTE.

4.3.3 Modélisation des échanges par rayonnement

4.3.3.1 Description de l'outil MODRAY

Modray est un logiciel de MODélisation du RAYonnement thermique 3D qui a été développé au Centre Energétique et Procédés de MINES ParisTech [MOD]. Il calcule entre autres les facteurs de transfert radiatif entre surfaces planes opaques grises et diffuses en émission et réflexion. En effet ce logiciel donne respectivement :

- les facteurs de forme dépendant de la géométrie du système discrétisé sous forme de facettes planes, par la méthode des flux plans et une intégration par quadrature de Gauss
- les facteurs de transfert prenant en compte les multi-réflexions diffuses, par la méthode des revêtements.

L'exactitude des résultats de calculs issus de Modray a été vérifiée à différentes reprises au CEP. Ceci a été réalisé soit en comparant les résultats de Modray à des solutions analytiques pour des géométries simples, soit à des résultats issus de la méthode numérique de Monte Carlo pour des géométries plus complexes.

4.3.3.2 Présentation du modèle radiatif

Le schéma de la figure 4.7 représente une lame d'air fermée entourée par les quatre tasseaux, la face intérieure du parement extérieur et la face réfléchissante du PMR. Ce schéma est représenté dans le logiciel de modélisation des échanges radiatifs MODRAY.

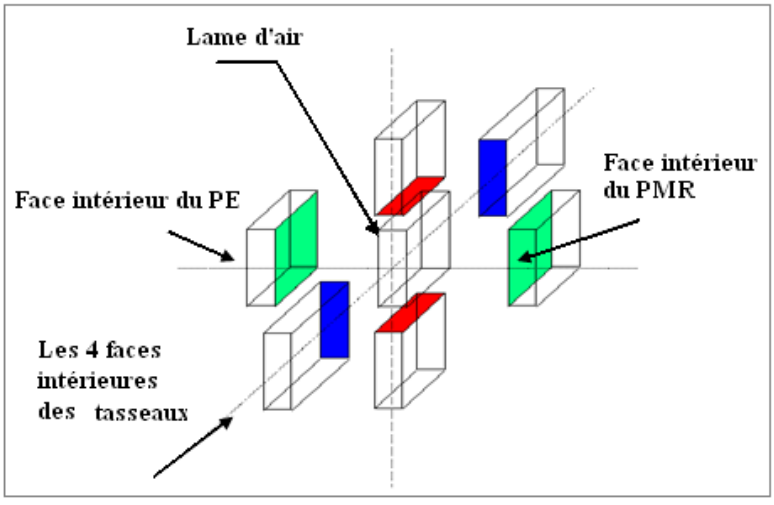


Figure 4.7 - Schéma montrant le rayonnement des faces délimitant la lame d'air

Après avoir introduit les trois dimensions de la lame d'air et les émissivités correspondantes des 6 faces l'entourant, les facteurs de transferts radiatifs sont calculés.

4.3.3.3 Calcul des facteurs de transfert radiatif

Le flux radiatif échangé entre deux nœuds de deux branches séparées par l'air confiné est calculé par l'équation suivante :

$$Q_{rad,\,ij} = F_{ij}\, S_i \sigma (T_i^4 - T_j^4) \ \text{(W)} \qquad (4.1)$$

avec F_{ij} les facteurs de transfert radiatif, S la surface de la paroi en contact avec l'air, T_i et T_j les températures des deux nœuds et σ la constante de Stefan-Boltzmann.

Le temps nécessaire au calcul des facteurs de transferts radiatifs dans Modray avec la description actuelle précitée est de l'ordre de quelques secondes (Processeur de 2,5 GHz).

4.3.4 Assemblage de modèles

Le modèle numérique ainsi développé détermine la résistance thermique de la lame d'air non ventilée intégrant une face de faible émissivité. Il calcule également les performances thermiques d'un complexe PMR couplé à une ou deux lames d'air. Différents paramètres peuvent être modifiés dans le modèle dont principalement l'épaisseur de la lame d'air, son allongement et l'écart de température imposé de part et d'autre du complexe.

Dans ce modèle réalisé dans THERMETTE, on intègre d'une part comme sollicitation la corrélation du coefficient d'échange de convection naturelle proposée au chapitre 2 et d'autre part les facteurs de transferts radiatifs calculés par MODRAY.

Le modèle complet est représenté sur la figure 4.8. Les traits noirs clair désignent les échanges radiatifs entre parement extérieur (PE), tasseaux et PMR ajoutés au modèle.

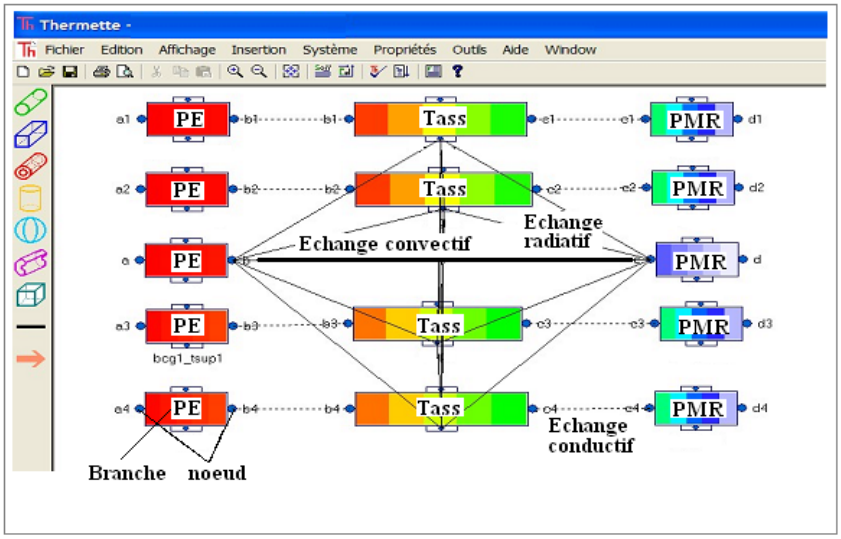


Figure 4.8 - Présentation du modèle complet dans THERMETTE

4.4 Interprétation des résultats et étude paramétrique

Les résultats obtenus par modélisation sont divisés en deux parties. La première partie étudie les performances thermiques des lames d'air non ventilées caractérisées seules, c'est-à-dire sans l'ajout de la résistance thermique du PMR mais présentant une face à faible émissivité. La deuxième partie caractérise les performances thermiques du complexe formé par le PMR couplé à une ou deux lames d'air.

4.4.1 Lame d'air non ventilée

La résistance thermique d'une lame d'air dont la coupe longitudinale est représentée à la figure 4.9 dépend des paramètres suivants :

- l'épaisseur b et la hauteur H de la lame d'air, c'est-à-dire l'allongement A correspondant
- la température moyenne de la lame d'air et la différence de températures de part et d'autre
- l'angle d'inclinaison θ de la lame d'air par rapport à l'horizontale
- l'émissivité de la face réfléchissante délimitant la lame d'air, côté PMR.

La résistance thermique d'une lame d'air non ventilée est calculée par le modèle numérique ainsi élaboré. Les calculs sont effectués pour un écart de températures de part et d'autre de la paroi (PMR inclus) de 5, 10, 15 et 20 K (cf. figure 4.9).

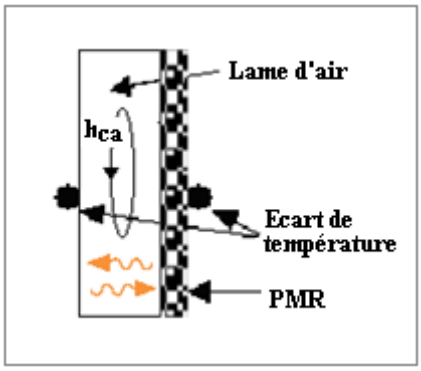


Figure 4.9 - Schéma du système modélisé
(PMR couplé à une lame d'air)

Le PMR considéré a une épaisseur de 25 mm et une conductivité thermique équivalente de 0,05 W/m.K.

Dans un premier temps, les paramètres étudiés sont l'inclinaison, l'émissivité thermique de la face réfléchissante et l'écart de températures. La lame d'air est inclinée de 45° par rapport à l'horizontale, elle a une épaisseur de 2 cm et un allongement A égal à 22. Les figures 4.10 et 4.11 représentent les résultats de résistances thermiques de la lame d'air (hors PMR) trouvées en fonction des paramètres étudiés.

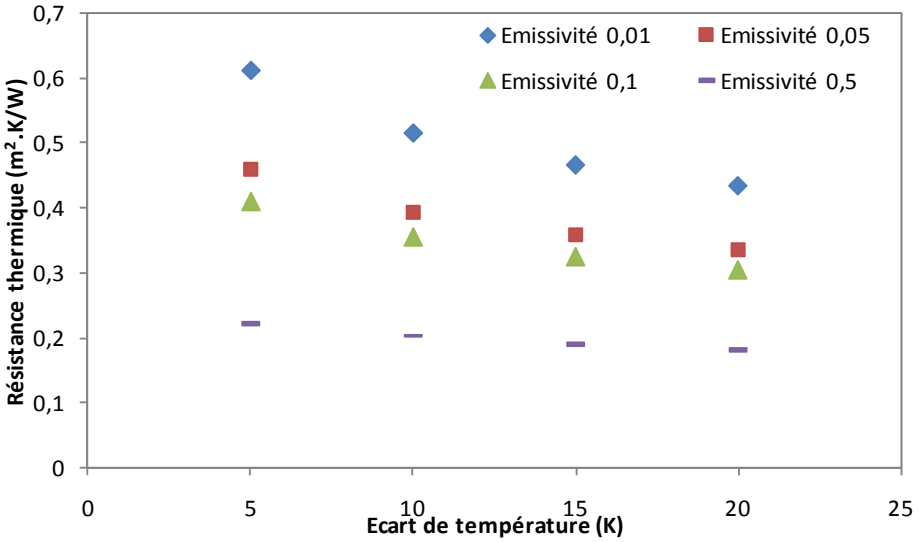


Figure 4.10 - Résistance thermique d'une lame d'air inclinée de 45° en fonction de l'émissivité et de l'écart de températures

Les résultats de la figure 4.10 montrent que l'écart de températures présente un impact fort sur la valeur de la résistance thermique. En effet, l'augmentation de l'écart de températures entraîne l'amplification à la fois du rayonnement et de la convection naturelle dans la lame, ce qui entraîne une baisse de la résistance thermique. Les résultats montrent également que l'impact de l'écart de températures sur la performance thermique de la lame d'air est plus important quand l'émissivité de la face réfléchissante du PMR est faible. En passant d'un écart de températures de 5 K à 20 K, la résistance thermique diminue de 70 % pour une émissivité de 0,01 et 18 % pour une émissivité de 0,5. En effet, pour les émissivités thermiques élevées, la part du rayonnement dans les transferts thermiques, qui est principalement fonction de l'écart de températures de part et d'autre de la lame d'air à la puissance 4, devient importante.

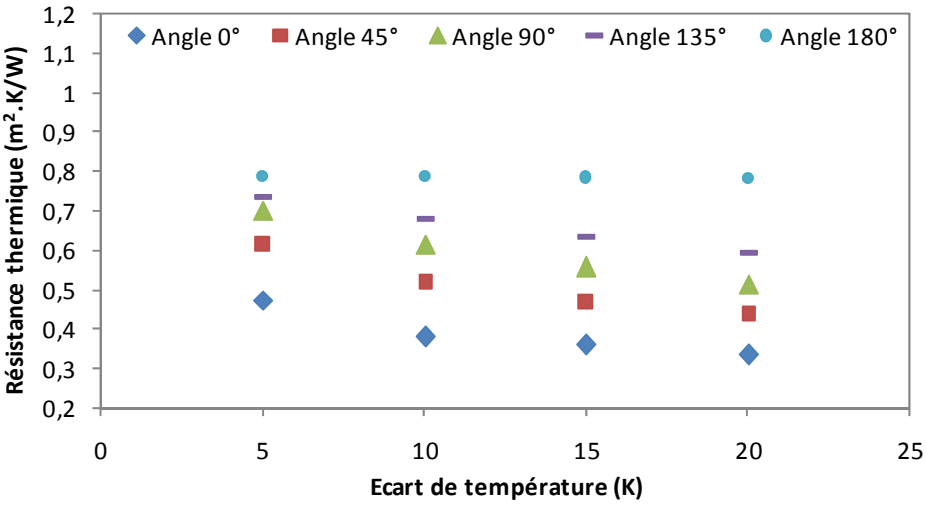


Figure 4.11 - Comparaison des résistances thermiques pour différentes inclinaisons de la lame d'air (émissivité = 0,01)

La figure 4.11 compare les résistances thermiques pour une même émissivité (0,01) mais pour différentes inclinaisons de la lame d'air. Les résultats montrent que plus l'inclinaison de la cavité s'écarte de la position horizontale chauffée par le haut, plus les valeurs de résistances thermiques sont faibles. En effet, ceci est expliqué par le fait que le mouvement de convection

naturelle s'amplifie en passant d'une configuration de lame d'air chauffée par le haut (180°) à celle chauffée par le bas (0°). La résistance thermique minimale obtenue est celle d'une lame d'air horizontale chauffée par le bas, avec un écart de température de 20 K.

La résistance thermique de la lame d'air est maximale pour un flux vertical descendant puisque ce cas de figure défavorise la formation de boucles de convection et entraîne un régime de conduction pur. Cette valeur maximale est de 0,8 m^2.K/W pour le plus petit écart de températures étudié (5 K) et pour l'émissivité la plus faible (0,01).

Pour étudier l'effet de l'épaisseur sur la résistance thermique de la lame d'air, une cavité verticale est considérée. L'épaisseur de la lame d'air est étudiée ainsi que l'émissivité thermique de la face réfléchissante. Les résultats sont représentés sur la figure 4.12.

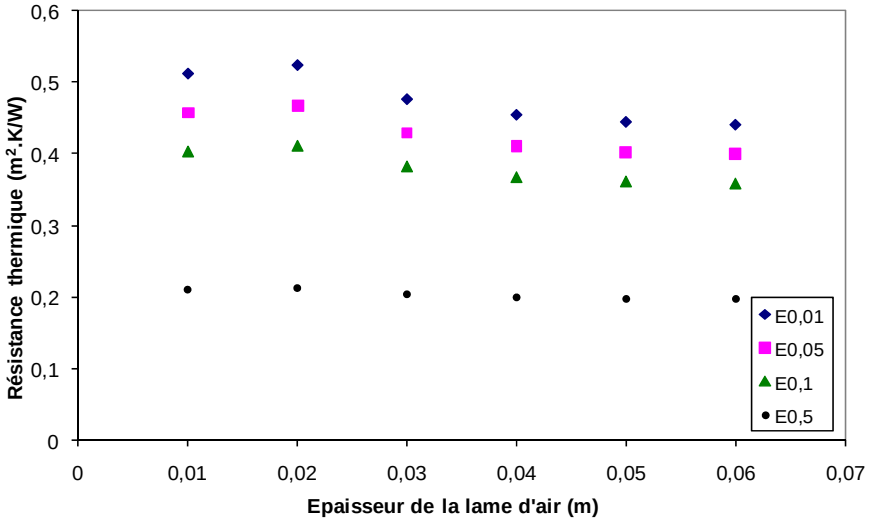


Figure 4.12 - Variation de l'épaisseur d'une lame d'air verticale non ventilée

Pour de faibles épaisseurs, la conduction est le régime de transfert thermique dominant, et donc la résistance thermique et l'épaisseur de la lame sont inversement proportionnelles. En augmentant l'épaisseur de la lame d'air au-delà d'une certaine valeur (dans ce cas égale à 20 mm), les résultats de la modélisation montrent une diminution des performances thermiques. Ceci s'explique par l'amplification de la convection dans les lames d'air plus épaisses et par suite la dégradation de la résistance thermique. Ce maximum de résistance thermique est d'autant plus prononcé que l'émissivité thermique est faible. En effet, pour les émissivités thermiques élevées la part du rayonnement dans les transferts thermiques devient importante, ce qui rend la résistance thermique moins dépendante de l'épaisseur.

4.4.2 Complexe de paroi verticale et inclinée

Dans cette partie, le complexe entier est étudié. Ce complexe est formé par le PMR, une ou deux lames d'air et les ponts thermiques formés par le quadrillage en tasseaux (cf. figure 4.13).

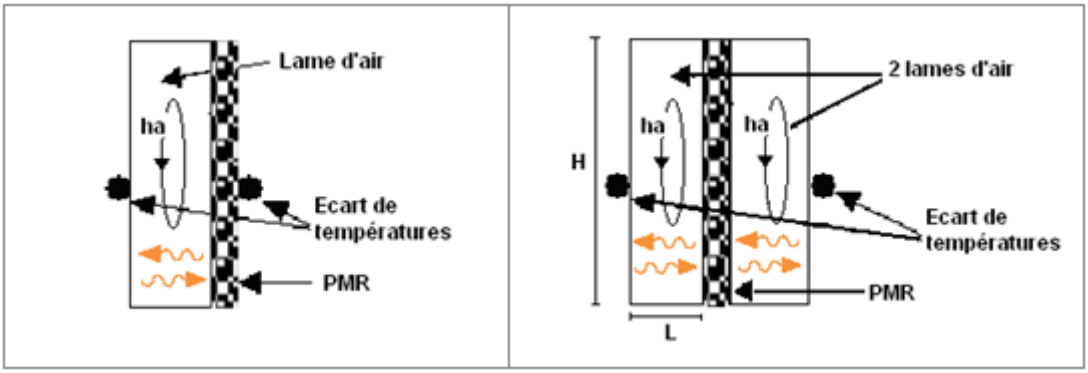


Figure 4.13 - Schéma du système modélisé (PMR couplé à une ou deux lames d'air)

4.4.2.1 PMR couplé à une lame d'air non ventilée

Le complexe étudié est formé par un PMR dont l'épaisseur varie entre 5 et 20 mm dans un premier temps, puis fixée à une épaisseur de 20 mm, de conductivité thermique équivalente de 0,05 W/m.K et d'une lame d'air non ventilée de 20 mm d'épaisseur. L'écart de températures de part et d'autre de cette paroi complexe est de 20 K.

La figure 4.14 représente les résistances thermiques du complexe formé d'un PMR de différentes épaisseurs (5, 10 et 20 mm) et d'une lame d'air de 2 cm d'épaisseur en fonction de l'émissivité thermique de la face réfléchissante.

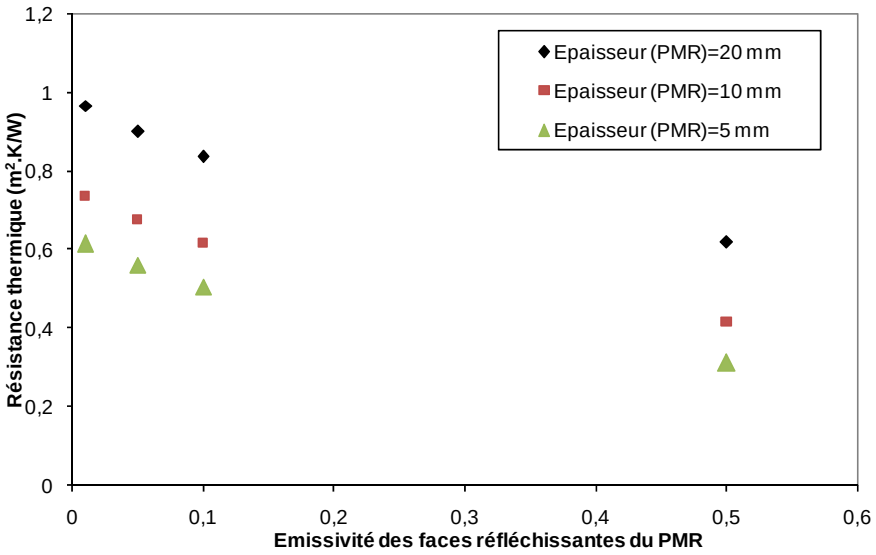


Figure 4.14 - Résistance thermique de la paroi complexe verticale munie d'une seule lame d'air (DT = 20 K)

La résistance thermique maximale de 0,96 m^2.K/W est obtenue pour un complexe PMR/lame d'air ayant une très faible émissivité (0,01) pour la face réfléchissante du PMR et une épaisseur totale de 4 cm.

Les conclusions suivantes peuvent alors être tirées :

- plus l'émissivité de la face réfléchissante du PMR est faible, plus la résistance thermique du complexe est élevée
- la résistance thermique de la paroi étudiée varie en fonction des paramètres entre 0,3 et 1 m².K/W.

La figure 4.15 représente les résultats de performances thermiques d'un complexe PMR/lame d'air pour différentes inclinaisons (0°, 45°, 90°, 135° et 180°) et ceci pour deux émissivités de la face réfléchissante du PMR (0,01 et 0,5).

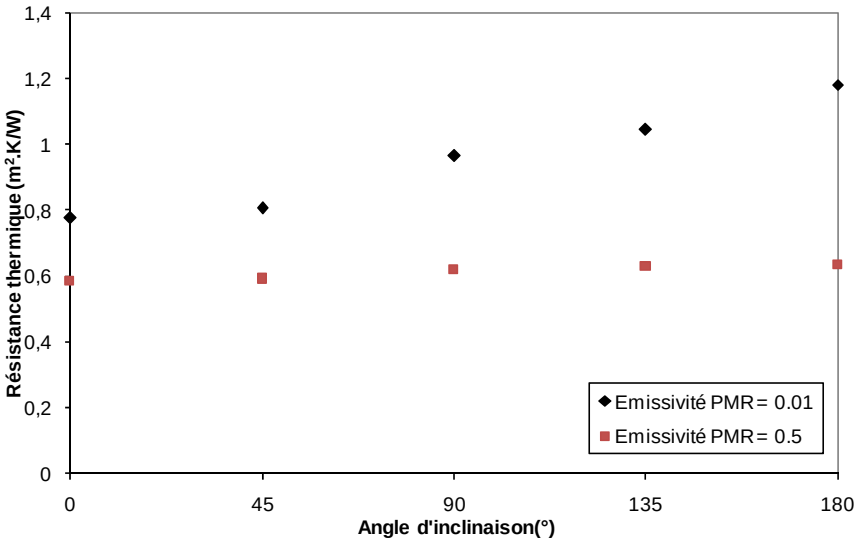


Figure 4.15 - Résistances thermiques d'un complexe intégrant un PMR (20 mm) et une lame d'air de 2 cm pour différents angles d'inclinaisons et émissivités

Les résultats montrent que plus l'émissivité est grande, moins l'impact de l'inclinaison sur les résultats de performances thermiques sera important. En effet, pour une émissivité égale à 0,01, la résistance thermique augmente de 53 % en passant d'un angle de 0° à 180°. Par contre, elle augmente de 8,2 % uniquement dans le cas d'une émissivité de 0,5.

4.4.2.2 PMR couplé à deux lames d'air non ventilées

La lame d'air est responsable de la part la plus importante de la résistance thermique d'une paroi complexe intégrant un PMR. Dans certains cas de montage, le plus souvent en paroi verticale, il est possible de ménager 2 lames d'air.

Afin d'étudier l'importance de l'apport de cette deuxième lame d'air sur les performances thermiques du complexe, une deuxième lame d'air d'épaisseur 20 mm est ajoutée au complexe étudié précédemment (cf. figure 4.16). Les simulations intégrant 2 lames d'air sont effectuées pour un PMR de 25 mm d'épaisseur et de conductivité thermique équivalente de 0,05 W/m.K.

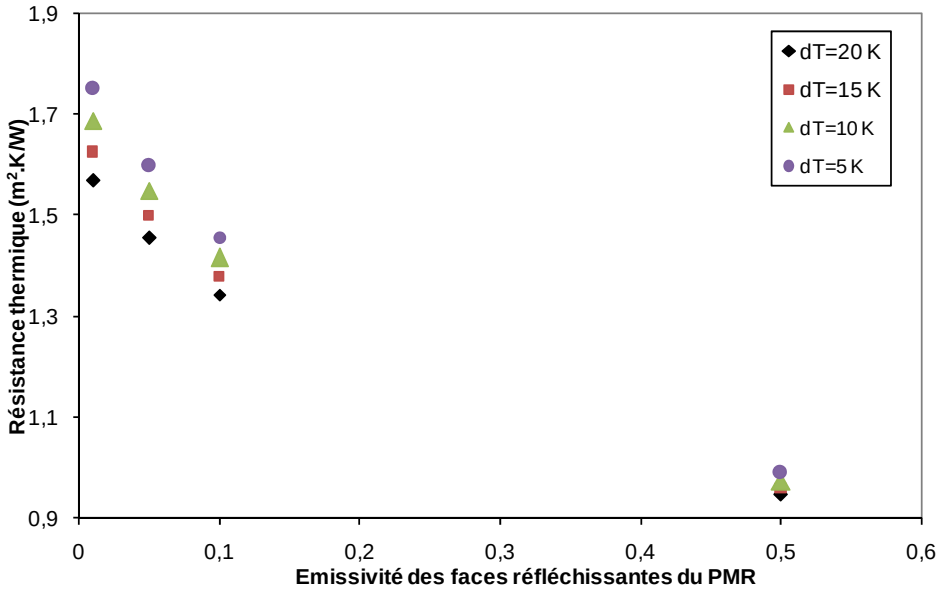


Figure 4.16 - Résistance thermique de la paroi complexe verticale composée d'un PMR (25 mm) munie de 2 lames d'air de 20 mm chacune

Les résultats de la figure 4.16 montrent des valeurs de résistances thermiques qui varient entre 0,95 et 1,75 m².K/W. Ceci correspond à une augmentation qui peut aller de 53 % à 62 % (suivant l'émissivité) par rapport aux résultats représentés à la figure 4.14, d'où l'importance de la présence de deux lames d'air dans le complexe, quand ceci est possible.

La figure 4.17 représente les résultats du modèle intégrant 2 lames d'air adjacentes au PMR pour trois inclinaisons différentes. Les résultats sont compatibles avec les conclusions énoncées précédemment.

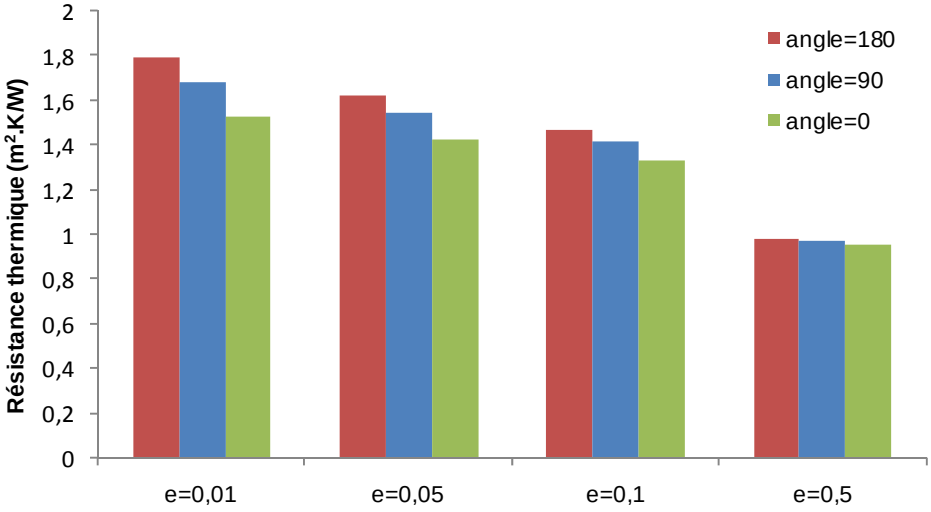


Figure 4.17 - Résistance thermique d'un complexe PMR et 2 lames d'air pour 3 inclinaisons différentes et plusieurs émissivités du PMR (DT = 10 K)

4.5 Validation expérimentale

L'approche expérimentale choisie pour valider le modèle développé précédemment est basée sur la méthode de la boîte chaude calibrée utilisant un calorimètre construit au CEP. Dans cette partie expérimentale, le protocole de mesures est tout d'abord défini suivi d'une

description détaillée de la mise en œuvre des parois complexes à qualifier. Ensuite, les résultats expérimentaux sont commentés avec une validation du modèle de paroi verticale complexe intégrant un PMR seul et couplé à une lame d'air. Dans une deuxième partie, les complexes de paroi inclinée sont testés. Pour cela, le dispositif expérimental utilisé est incliné d'un angle de 45°, dans le but de valider les résultats du modèle pour des parois inclinées présentant des lames d'air non ventilées. L'impact de l'inclinaison sur le transfert thermique par convection dans les lames d'air et par suite sur les performances thermiques globales du système sera alors vérifié.

4.5.1 Mesure de la résistance thermique de complexes verticaux

4.5.1.1 Protocole de mesures

Le calorimètre développé au CEP est composé de deux cellules symétriques séparées par la paroi complexe à qualifier (cf. figure 4.18).

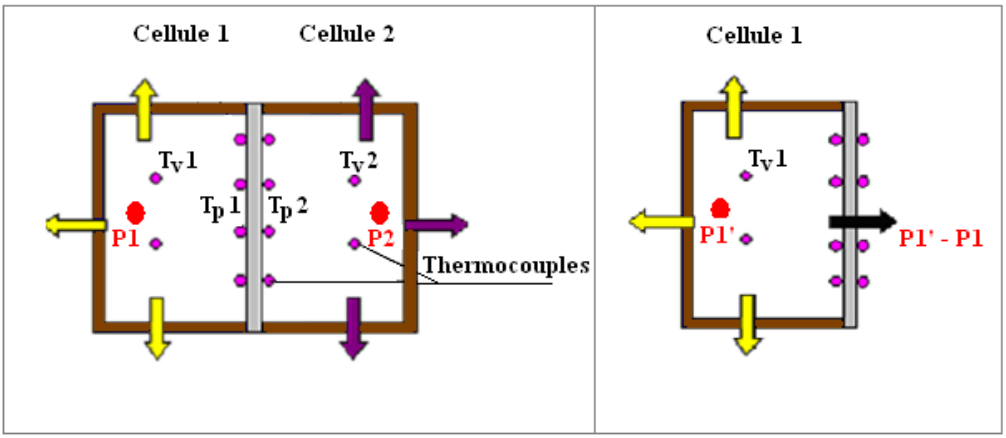


Figure 4.18 - Schéma de principe du calorimètre

La mesure se déroule en deux phases.

- Phase 1

Cette phase est nécessaire pour déterminer les pertes thermiques à travers le calorimètre. Les deux cellules sont côte à côte et séparées par le matériau à qualifier. Un système de chauffage propre à chacune des cellules permet de chauffer les deux cellules à une température de volume interne d'**équilibre** identique ($T_v1 = T_v2$). La puissance de chauffage est alors dans ce cas équivalente aux pertes thermiques P1 et P2 à travers les cellules respectives 1 et 2 du calorimètre.

- Phase 2

La cellule 2 est retirée. La puissance de chauffage est alors adaptée pour atteindre à l'équilibre la même température de volume interne T_v1 que lors de la phase 1.

La différence de puissances de chauffage (P1'-P1), entre la phase 1 et la phase 2, constitue le flux thermique traversant la paroi complexe à qualifier.

A - DESCRIPTION DU DISPOSITIF DE MESURE

La figure 4.19 montre une photo d'une des deux cellules construites. L'enveloppe externe est en bois (contreplaqué maintenu par des tasseaux). Les parois de la cellule sont constituées de 5 cm de polystyrène extrudé afin de limiter les pertes thermiques lors des mesures.



Figure 4.19 - Vue d'une cellule

Les dimensions de chaque cellule sont indiquées au tableau 4.1.

Tableau 4.1 – Dimensions internes d'une cellule

Dimensions en cm (longueur x largeur x profondeur) d'une cellule		
	Dimensions internes sans polystyrène	Dimensions internes avec polystyrène
Cellule	107 x 155 x 41	97 x 145 x 36

Une résistance électrique est prévue à l'intérieur de chacune des deux cellules (cf. figure 4.20). Chaque résistance est reliée à un régulateur de puissance et à un wattmètre afin de pouvoir lire et modifier indépendamment la puissance dans chaque cellule.

La figure 4.21 montre l'installation électrique correspondant à chaque cellule; le variateur de puissance est installé sur la source électrique.

Les acquisitions au wattmètre sont l'intensité et la tension aux bornes de la résistance. L'affichage est alors en W.



Figure 4.20 Résistance électrique à l'intérieur de la cellule

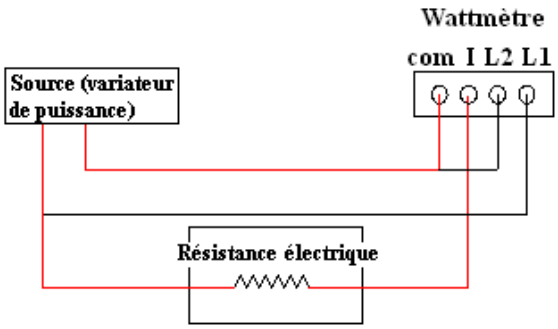


Figure 4.21 Installation électrique d'une cellule

Des thermocouples de type T sont répartis entre les deux cellules de façon à disposer quatre ou cinq thermocouples à l'intérieur de chaque cellule et trois ou quatre à l'extérieur. Un thermocouple est réservé à la mesure de la température ambiante de la salle d'essais.

Tous les thermocouples sont reliés à un module d'acquisition, qui à son tour, transmet les températures, toutes les 30 secondes, à un ordinateur sous format Excel.

Les incertitudes liées aux capteurs utilisés sont répertoriées dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 – Niveaux d'incertitudes sur les capteurs

Mesure	**Type capteur**	**Incertitude**
Température	Thermocouple type T	±0,2 °C
Puissance	Wattmètre	±0,05 W
Dimensions (longueur, largeur)	Mètre	±0,001 m
Epaisseur	Pieds à coulisse	±0,05 mm

L'incertitude sur le résultat de chaque mesure est déterminée par la méthode de Monte-Carlo qui consiste à effectuer à partir d'un jeu de valeurs mesurées un grand nombre de tirages aléatoires dans la plage d'incertitude du capteur. La valeur moyenne est reportée et l'incertitude correspond à l'écart type des résultats.

La première étape, avant toute caractérisation du matériau à qualifier, est de caractériser les cellules elles-mêmes pour déterminer leurs courbes de pertes thermiques ; celles-ci seront utilisées lors de la caractérisation de chaque matériau afin de calculer la puissance dissipée vers l'extérieur des parois des cellules.

B - Caractérisation des cellules

Il s'agit d'effectuer une série de mesures pour déterminer la courbe des pertes thermiques de chaque cellule en fonction de la différence de températures entre l'intérieur de la cellule et l'air ambiant externe de la salle d'essais.

$$Q_{cellule} = f\left(dT_{cellule\ /\ ambiance\ externe}\right) \tag{4.2}$$

A chaque mesure, au régime établi, la puissance électrique des résistances chauffantes ainsi que les températures sont relevées. Les mesures sont ainsi répétées pour plusieurs niveaux de puissance.

La figure 4.22 illustre le montage permettant de réaliser les mesures. Il s'agit d'assembler les deux cellules de telle manière que la paroi de séparation centrale puisse intégrer le matériau à caractériser et son cadre en polystyrène pris en sandwich entre deux plaques de contreplaqué.

Les températures sont mesurées à l'intérieur de chacune des cellules et notamment sur chacune des faces du sandwich.

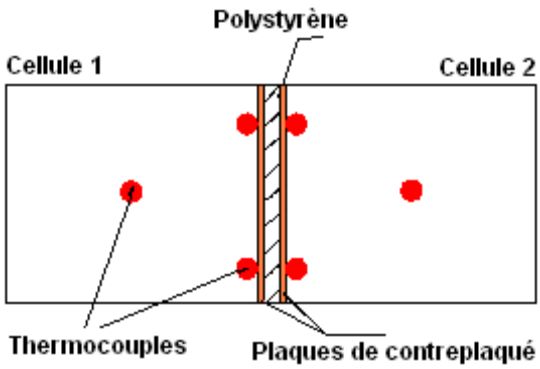


Figure 4.22 - Dispositif de mesure pour caractériser la déperdition des cellules

La puissance de chaque cellule est régulée de manière à obtenir un gradient nul entre les deux volumes, en d'autres termes jusqu'à obtenir des températures quasiment identiques dans les ambiances et sur les parties supérieure et inférieure du polystyrène servant de paroi de séparation.

Cinq mesures sont effectuées pour 5 écarts de températures différents entre l'intérieur des cellules et l'ambiance. Les graphes de la figure 4.23 montrent les courbes des pertes thermiques en fonction de l'écart de températures pour chacune des deux cellules.

Le tableau 4.3 représente les mesures de températures et de puissances relevées après établissement du régime permanent.

Tableau 4.3 - Résultats des mesures de caractérisation des cellules

Mesures	T ambiante (°C)	T cellule 1 (°C)	T cellule 2 (°C)	dT1 (cellule1-ambiance externe)	dT2 (cellule2-ambiance externe)	Perte cellule 1 (w)	Perte cellule 2 (w)
1	24,3	43,05	43,15	18,75	18,85	41,6	40
2	23,2	39,6	39,7	16,4	16,5	36,8	33,5
3	23,3	34,6	34,6	11,3	11,3	24,9	23,2
4	23,3	31,8	31,95	8,5	8,65	18,9	17,8
5	23	40,1	40,4	17,1	17,4	37,8	35,4

Les pertes thermiques suivantes, pour une cellule, peuvent être calculées en fonction des écarts de températures, à l'aide d'une fonction linéaire déduite d'après les mesures réalisées (cf. figure 4.23).

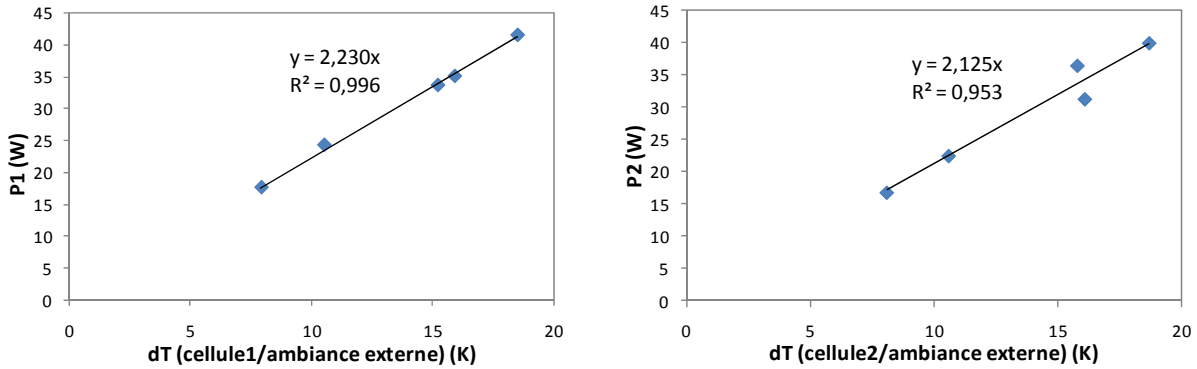


Figure 4.23 - Courbes des pertes thermiques des cellules 1 et 2

C - Caractérisation des pertes du cadre de polystyrène

Pour chaque matériau à caractériser un cadre en polystyrène de même épaisseur est prévu, les pertes thermiques de celui-ci seront caractérisées expérimentalement, notamment en raison de sa géométrie.

La conductivité thermique du polystyrène utilisé pour les mesures est connue et certifiée. Les résistances thermiques R (m^2.K/W) du matériau sont données au tableau 4.4.

Tableau 4.4 – Résistance thermique du polystyrène

Epaisseur (mm)	20	30	40	50
R (m^2.K/W)	0,55	0,85	1,15	1,45

Les cadres en polystyrène prévus pour la mesure des performances thermiques du PMR seul et couplé à une et deux lames d'air sont d'épaisseurs respectives 20 mm, 40 mm et 60 mm. Deux plaques de contreplaqué sont disposées de part et d'autre des plaques de polystyrène (cf. figure 4.24). Ainsi les mesures sont réalisées avant intégration du sandwich à qualifier afin d'évaluer les pertes thermiques par le cadre.

Les mesures sont menées pour chacune des trois plaques en polystyrène munie des deux plaques de contreplaqué associées. Les trois plaques seront ensuite utilisées comme cadres dans lesquels seront intégrés les sandwichs à qualifier. Les mesures sont réalisées pour plusieurs écarts de températures. Une fois le régime établi, toutes les températures sont relevées : ambiante interne et externe, notamment sur les côtés dans la partie qui constituera le cadre.

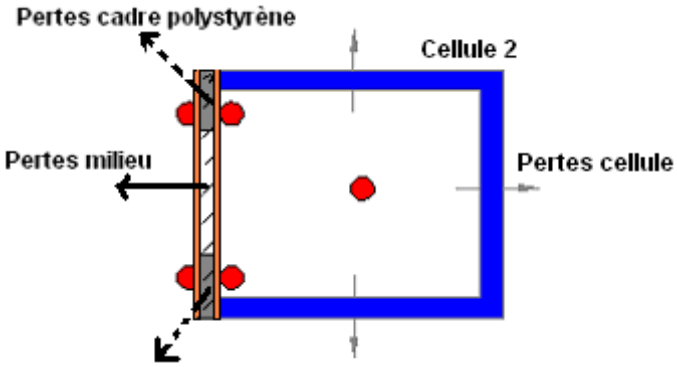


Figure 4.24 - Caractérisation du cadre en polystyrène

Les pertes thermiques de la cellule étant connues en fonction de la différence de températures entre les ambiances interne et externe, le flux thermique qui traverse le polystyrène est alors déterminé par différence entre la puissance imposée et les pertes de la cellule.

$$Q_{total} - Q_{cellule} = Q_{milieu} + Q_{cadre} \quad (4.3)$$

Les températures de surfaces, interne et externe, sont considérées comme étant la moyenne des mesures effectuées pour chaque face. Ces données réunies permettent alors de calculer le flux thermique unidimensionnel traversant le milieu de la paroi en polystyrène suivant l'expression :

$$Q_{milieu} = \frac{\lambda}{e} \times S_{milieu} \times \Delta T \quad (4.4)$$

avec λ la conductivité thermique du polystyrène (W/m.K), Q_{milieu} le flux thermique traversant le milieu de la paroi (W), e l'épaisseur du polystyrène testé (m) et S_{milieu} la surface de milieu du polystyrène, qui sera remplacé par le sandwich à qualifier (m²).

La résistance thermique des deux plaques en bois contreplaqué sont négligées dans ces calculs du fait de sa faible valeur comparée à celle du polystyrène (conductivité thermique du bois 0,28 W/m.K et une épaisseur de 3 mm par plaque).

Le flux thermique traversant le cadre sera alors déterminé par différence entre le flux traversant toute la paroi et le flux traversant le milieu.

Par la suite, les pertes thermiques du cadre peuvent être calculées en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de la paroi et ceci à l'aide d'une fonction linéaire déduite d'après les mesures réalisées.

$$Q_{cadre} = f\left(dT_{paroi}\right) \quad (4.5)$$

D - Résistance thermique des sandwichs à caractériser

La procédure de mesure est semblable à celle réalisée précédemment pour le cadre, à la différence que la paroi de la cellule est désormais composée du cadre en polystyrène et du sandwich à caractériser. Ainsi le flux thermique traversant la paroi est la somme des flux qui traversent les matériaux qui composent ladite paroi.

Comme représenté à la figure 4.25, des thermocouples mesurent la température du polystyrène et celle du sandwich à caractériser.

Les pertes thermiques par le cadre étant connues, le flux thermique traversant le sandwich à caractériser peut donc être calculé par différence.

$$Q_{sandwich} = Q_{total} - Q_{cellule} - Q_{cadre} \quad (4.6)$$

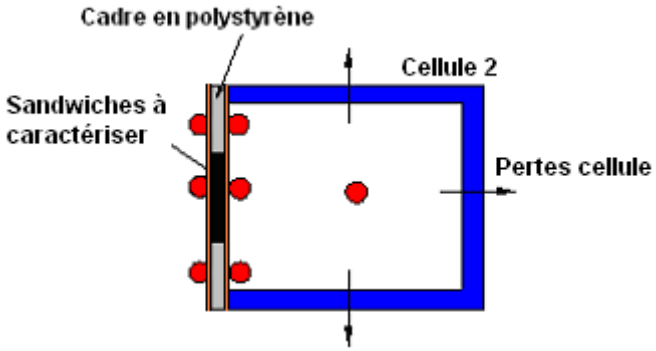


Figure 4.25 - Position dans la cellule du sandwich à caractériser

4.5.1.2 Mise en œuvre des parois complexes à qualifier

La mise en œuvre des sandwichs est la plus proche possible de la mise en œuvre sur chantier. Les parements des sandwichs seront en bois (contreplaqué de 3 mm). Comme indiqué ci-dessus, la contribution des plaques en contreplaqué utilisées en parements, bien que comprise dans la mesure, reste négligeable par rapport à la résistance thermique du sandwich (conductivité thermique du bois 0,28 W/m.K et une épaisseur de 3 mm par plaque, ce qui implique une contribution à la résistance thermique de 0,02 m².K/W).

- ***Mise en œuvre du sandwich PMR***

Un PMR de 20 mm d'épaisseur est installé sans tassement à l'intérieur du cadre en polystyrène extrudé également de 20 mm d'épaisseur. Le sandwich ainsi constitué est placé entre deux plaques de contreplaqué de 3 mm d'épaisseur, comme présenté sur la figure 4.26.

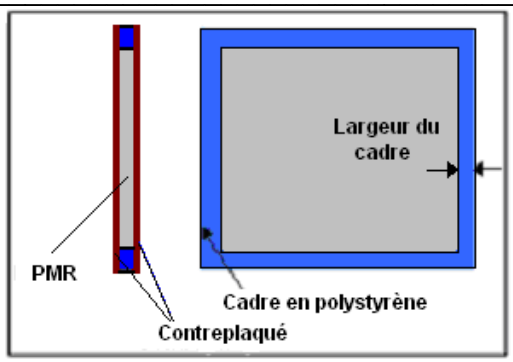


Figure 4.26 - Mise en œuvre du sandwich PMR

La largeur du cadre en polystyrène est de 130 mm ce qui laisse une surface de 87 x 136 cm pour le sandwich A.

- ***Mise en œuvre du sandwich PMR et une lame d'air***

Une lame d'air d'épaisseur 20 mm est ménagée entre l'isolant mince d'épaisseur 20 mm et l'une des plaques de contreplaqué (l'isolant mince, tendu, est fixé sur le cadre par de la colle). La lame d'air est maintenue constante par deux tasseaux verticaux (cf. figure 4.27) distants de 44 cm.

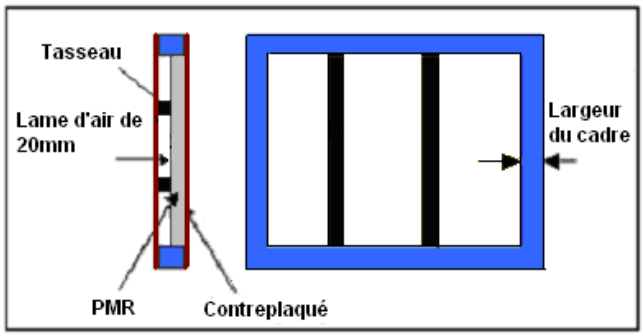


Figure 4.27 - Mise en œuvre du sandwich PMR et une lame d'air

Le sandwich ainsi constitué est placé dans un cadre polystyrène de même épaisseur 40 mm. La largeur du cadre en polystyrène est toujours de 130 mm.

4.5.1.3 Résultats expérimentaux

Après avoir détaillé le protocole de mesures et décrit les sandwichs à caractériser, les cadres en polystyrène puis les sandwichs intégrés dans ces cadres sont caractérisés comme indiqué précédemment et les résultats sont présentés dans ce qui suit pour chacun des trois sandwichs.

- ***Résistance thermique du PMR***

Le produit réfléchissant utilisé étant d'une épaisseur de 20 mm, une première étape consiste à caractériser les pertes thermiques sortant du cadre en polystyrène de même épaisseur. Pour cela le polystyrène est placé entre deux contreplaqués et fermé avec des serre-joints (cf. figure 4.28) (cf. détail en ANNEXE 4.1).



Figure 4.28 - Caractérisation du cadre de 20 mm

Dans une deuxième étape, le PMR (d'épaisseur 20 mm) à caractériser est inséré dans le cadre en polystyrène (cf. figure 4.29).



Figure 4.29 - Insertion du PMR dans son cadre en polystyrène de 20 mm

La cellule 2 est utilisée pour la caractérisation du PMR. Trois mesures y sont menées ; les températures à l'équilibre ainsi que les conductivités thermiques calculées sont présentées dans le tableau 4.5.

Tableau 4.5 – Calcul de la conductivité thermique intrinsèque du PMR

	Mesure1	Mesure2	Mesure3
Puissance totale (W)	30,7	41,56	50,45
Température ambiance externe (°C)	26,6	27,5	28,1
Température intérieure de la cellule (°C)	35	39	42,2
Ecart de températures d'ambiance (cellule/ambiance externe) (°C)	8,4	11,5	14,1
Flux traversant la cellule (W)	17,83	24,5	29,94
Flux traversant la paroi en polystyrène (W)	12,87	17,06	20,51
Ecart de températures de contact de part et d'autre de la paroi (°C)	6,77	8 ,846	10,71
Flux traversant le cadre (W)	0,707	0,92	1,12
Flux thermique net traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	12,163	16,14	19,39
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,02	0,02	0,02
Surface du centre du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832	1,1832
Conductivité thermique du centre du sandwich (W/m.K)	**0,03036**	**0,03084**	**0,03057**
Résistance thermique du centre du sandwich (m^2.K/W)	**0,6587**	**0,6485**	**0,6542**
Ecart type	**0,02**	**0,02**	**0,01**

- ***Résistance thermique du PMR couplé à une lame d'air***

Tout d'abord, on caractérise les pertes thermiques sortant du cadre en polystyrène d'épaisseur 40 mm. Pour cela, il est placé entre deux contreplaqués et fermé avec des serre-joints (figure 4.30). (cf. détails en ANNEXE 4.1)



Figure 4.30 - Caractérisation du cadre en polystyrène de 40 mm d'épaisseur

La présence des deux tasseaux verticaux dans le montage aide à conserver une épaisseur constante de la lame d'air tout au long du sandwich (cf. figure 4.31).



Figure 4.31 - Montage du PMR couplé à une lame d'air

La cellule 1 est utilisée pour la caractérisation de ce sandwich. Trois mesures sont effectuées ; les températures à l'équilibre ainsi que les conductivités thermiques calculées sont présentées dans le tableau 4.6.

Tableau 4.6 – Calcul de la conductivité thermique du PMR couplé à une lame d'air

	Mesure1	Mesure2	Mesure3
Puissance totale (W)	30,3	40	50
Température ambiance externe (°C)	26,62	27,52	28,02
Température intérieure de la cellule (°C)	34,99	38,56	41,71
Ecart de températures températures d'ambiance (cellule/ambiance externe) (°C)	8,36	11,04	13,68
Flux traversant la cellule (W)	18,65	24,62	30,52
Flux traversant la paroi en polystyrène (W)	3,96	5,13	6,31
Ecart de températures de contact de part et d'autre de la paroi (°C)	7,06	9,15	11,25
Flux traversant le cadre (W)	3,96	5,13	6,31
Flux thermique net traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	7,69	10,24	13,17
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,04	0,04	0,04
Surface du centre du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832	1,1832
Conductivité thermique du centre du sandwich (W/m.K)	**0,0368**	**0,0378**	**0,0395**
Résistance thermique du centre du sandwich (m^2.K/W)	**1,089**	**1,06**	**1,013**
Ecart type	**0,06**	**0,06**	**0,04**

4.5.1.4 Synthèse des résultats et validation du modèle

Au cours de ces essais, les performances thermiques du PMR seul et couplé à une lame d'air ont été mesurées en conditions de laboratoire sur le produit réfléchissant dans son état initial, c'est-à-dire tel qu'il a été fourni par les fabricants. Le but de ces essais est de valider le modèle d'évaluation des performances thermiques des parois complexes développé précédemment.

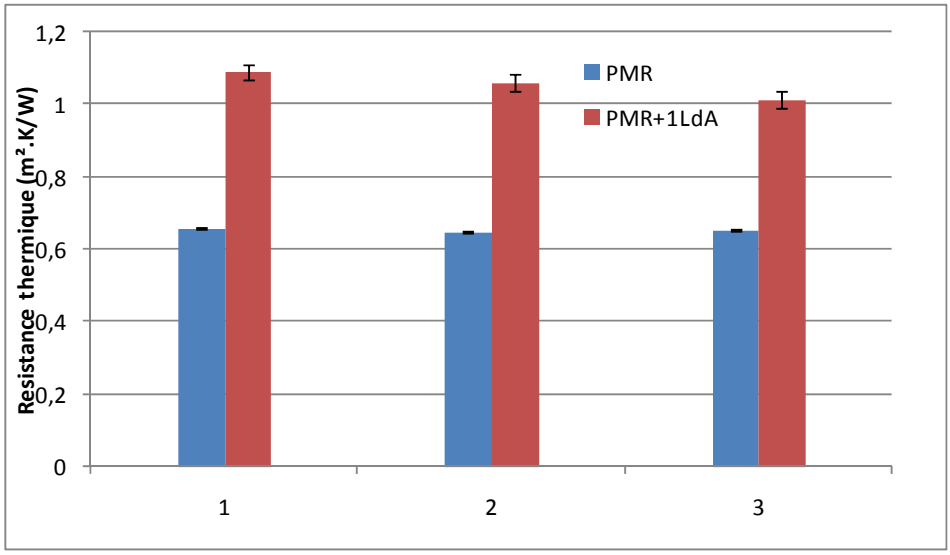


Figure 4.32 - Moyenne et écart type des résistances thermiques du PMR seul et avec une lame d'air

Les barres sur la figure 4.32 indiquent les valeurs obtenues pour les trois sandwichs mesurés. Ces valeurs sont également récapitulées au tableau 4.7.

Tableau 4.7 – Récapitulatif des valeurs mesurées

	Essai	1	2	3
PMR	R (m².W/K)	**0,6587**	**0,6485**	**0,6542**
	Ecart type	**0,02**	**0,02**	**0,01**
PMR + 1 LdA	R (m².W/K)	**1,089**	**1,06**	**1,013**
	Ecart type	**0,06**	**0,06**	**0,04**

La résistance thermique du PMR définie par mesure est de 0,65 m^2.K/W. L'ajout d'une lame d'air d'épaisseur 2 cm augmente cette valeur de 65 %.

La figure 4.33 compare les résultats obtenus par le modèle numérique et ceux des essais pour un complexe formé par un PMR de 20 mm d'épaisseur et une lame d'air non ventilée de 20 mm d'épaisseur. La résistance thermique mesurée du PMR est utilisée et l'émissivité de la face réfléchissante du PMR utilisé dans les essais est de 0,25. Cette dernière est mesurée par la méthode de la sphère intégrante (résolution $\pm$ 0,05), étalonnée par le corps noir (noir de fumée et étalon or). La figure 4.33 montre un rapprochement des résultats de résistances thermiques du complexe entre les essais et le modèle. L'écart moyen entre les deux résultats est de 2,3 %. Ces essais peuvent donc valider le modèle de paroi complexe réalisé.

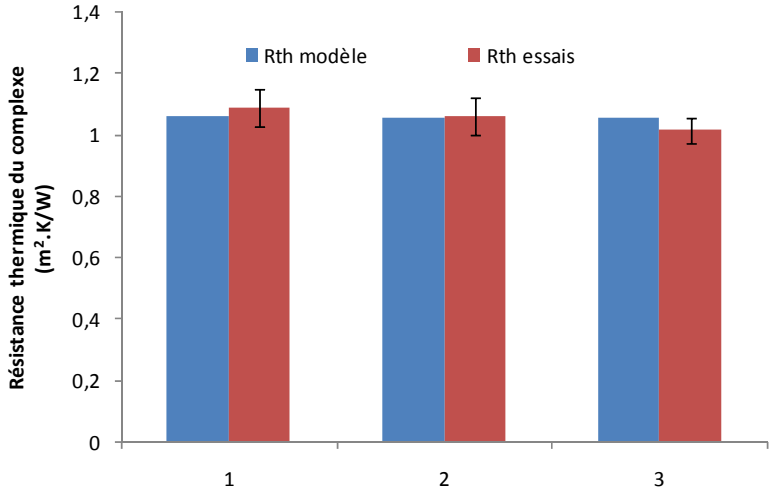


Figure 4.33 - Comparaison de la résistance thermique entre modèle et essais pour un complexe vertical formé d'un PMR et d'une lame d'air

Après avoir validé le modèle de paroi, une étude paramétrique est réalisée afin de déterminer l'impact de l'émissivité sur la résistance thermique d'un complexe PMR couplé à une lame d'air (cf. figure 4.34). L'émissivité varie de 0,01 à 0,5. Les calculs réalisés montrent qu'en passant d'une émissivité de 0,5 à une très faible émissivité (0,01), la performance thermique s'améliore de l'ordre de 35 %.

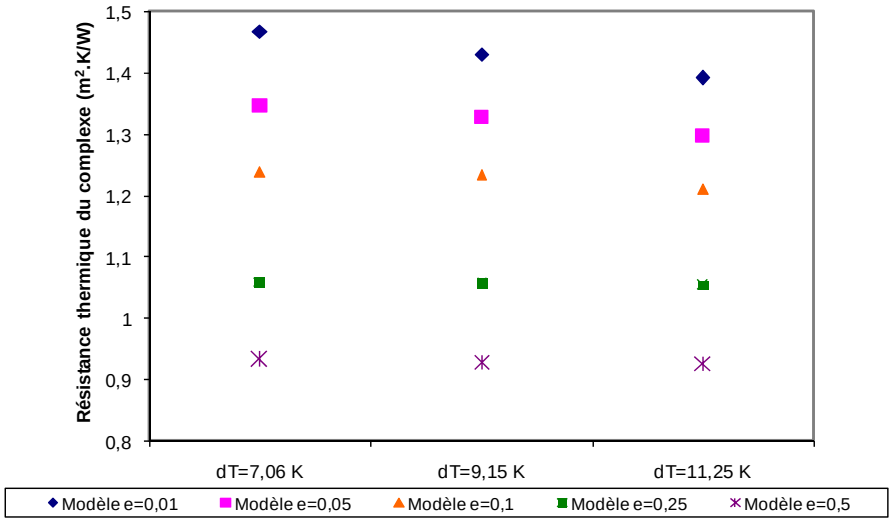


Figure 4.34 - Comparaison de la résistance thermique entre modèle et essais pour un complexe PMR et une lame d'air

4.5.2 Mesure de la résistance thermique de complexes inclinés

Pour valider les résultats du modèle de paroi complexe pour le cas incliné, la boîte chaude gardée utilisée précédemment est inclinée de 45° par rapport à l'horizontale.

4.5.2.1 Protocole de mesure

Une nouvelle caractérisation des pertes à travers la cellule utilisée doit être réalisée avant d'intégrer le complexe à qualifier dans un cadre en polystyrène adéquat. Dans cette série d'essais, les pertes à travers la cellule et le cadre en polystyrène sont déterminées en une seule étape. Après l'intégration de l'échantillon dans le cadre, la différence de flux entre la

puissance totale et les pertes à travers la boîte et le cadre détermineront le flux traversant l'échantillon.

4.5.2.2 Mise en œuvre

La mise en œuvre est identique à celle représentée à la figure 4.27 dans le cas d'une paroi verticale. Le PMR utilisé, un autre produit que celui testé en vertical, a une épaisseur de 2 cm, une conductivité thermique équivalente égale à 0,05 W/m.K et possède des faces réfléchissantes dont l'émissivité est égale à 0,6. Cette dernière est mesurée par la méthode de la sphère intégrante (résolution $\pm$ 0,05), étalonnée par le corps noir (noir de fumée et étalon or).

Le cadre en polystyrène utilisé est de 40 mm et possède une conductivité thermique de 0,036 W/m.K

4.5.2.3 Résultats expérimentaux

Deux niveaux de puissance sont étudiés. La démarche du calcul est représentée dans le tableau 4.8. Pour chaque puissance réglée et après avoir atteint le régime stationnaire, les pertes à travers la cellule, le cadre et le milieu sont déterminées. Ensuite, le milieu en polystyrène est remplacé par le complexe (PMR et lame d'air). La différence de flux entre la puissance totale et les pertes à travers la cellule et le cadre est celle qui traverse le complexe. Connaissant de plus l'écart de température de part et d'autre du sandwich, la résistance thermique du complexe peut être déterminée.

Tableau 4.8 – Calcul de la conductivité thermique équivalente du complexe incliné (PMR et lame d'air)

	Mesure1	Mesure2
Puissance totale (W)	39,5	52
Température ambiance externe (°C)	23,6	24,5
Température intérieure de la cellule (°C)	29,9	33
Ecart de températures d'ambiance (cellule/ambiance externe) (°C)	6,3	8,5
Flux traversant la cellule, le cadre et le milieu en polystyrène (W)	30,9	41,8
Ecart de températures de contact de part et d'autre de la paroi (°C)	5,5	7,2
Flux traversant le milieu en polystyrène (W)	5,9	7,7
Flux thermique net traversant le complexe à caractériser (W)	14,5	17,9
Epaisseur du complexe à caractériser (m)	0,04	0,04
Surface du complexe à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832
Conductivité thermique du milieu du sandwich (W/m.K)	**0,09**	**0,084**
Résistance thermique du milieu du sandwich (m^2.K/W)	**0,446**	**0,475**
Ecart type	**0,02**	**0,03**

4.5.2.4 Validation du modèle

La figure 4.35 compare les résultats de résistances thermiques mesurées et calculées du complexe incliné de 45° par rapport à l'horizontale et composé du PMR et de la lame d'air.

La figure montre un écart moyen de 4,5 % entre les résultats des deux approches, ce qui valide le modèle de paroi complexe inclinée.

La résistance thermique du complexe calculée par le modèle de paroi diminue avec l'augmentation du niveau de température. Elle est de l'ordre de 0,45 m^2.K/W. Cette variation est cependant plus faible que les incertitudes de la méthode de mesure et ne peut être mise en évidence expérimentalement.

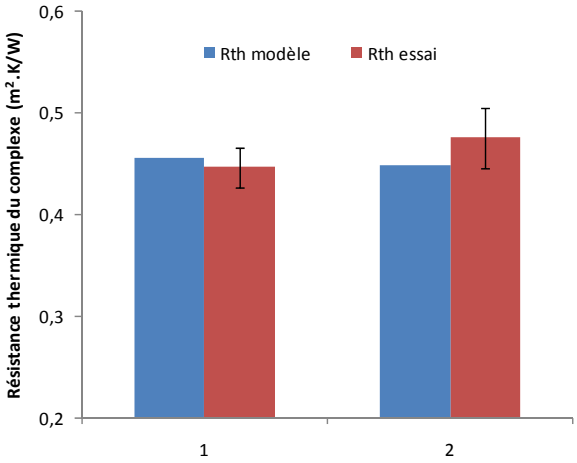


Figure 4.35 - Moyenne et écart type des résistances thermiques du complexe PMR avec une lame d'air

4.6 Conclusions

Dans ce chapitre, un modèle de paroi complexe intégrant des PMR à faces peu émissives et des lames d'air non ventilées a été réalisé par découplage et assemblage de phénomènes thermiques. Les solveurs utilisés ont été introduits et expliqués. En effet, le logiciel de modélisation des échanges radiatifs MODRAY a permis de calculer les facteurs de transferts radiatifs et l'outil de modélisation de réseaux thermiques THERMETTE a permis de construire l'ensemble de la paroi complexe. Par ailleurs, les corrélations établies au chapitre 2 pour le calcul du coefficient d'échange convectif à l'intérieur des lames d'air non ventilées ont été introduites dans le modèle de paroi complexe.

Le modèle de paroi complexe, verticale et inclinée, ainsi réalisé a été ensuite validé par un dispositif expérimental basé sur la méthode de la boîte chaude calibrée en conditions de laboratoire. Les performances thermiques mesurées pour un complexe vertical formé d'un PMR seul et couplé à une lame d'air sont du même ordre de grandeur que celles calculées par le modèle. Les résistances thermiques calculées pour un complexe incliné de 45° comportant un PMR et une lame d'air inclinée ont été également validées par la même boîte chaude mais pour une configuration inclinée.

Les résultats de performance thermique ont montré que le niveau de résistance thermique de ces complexes est principalement fonction de l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR, de l'inclinaison et de l'écart de températures de part et d'autre du complexe. La part principale d'isolation du complexe étant apportée par les lames d'air, les propriétés intrinsèques du PMR n'ont un effet prépondérant sur les résultats que dans le cas de produits épais. Par ailleurs, l'émissivité et la ou les lame(s) d'air sont les paramètres les plus

importants dans la définition du niveau de performance thermique de la paroi. Une étude paramétrique sur l'épaisseur de la lame d'air non ventilée a montré qu'il existe une épaisseur optimale de l'ordre de 2 cm.

Les résultats calculés et mesurés donnent une résistance globale maximale d'une lame d'air non ventilée de l'ordre de 0,7 m^2.K/W. Un complexe d'épaisseur 4 cm, intégrant un PMR et une lame d'air, peut atteindre une résistance thermique de l'ordre de 1 m^2.K/W pour de faibles émissivités. Un complexe isolé par un PMR et deux lames d'air adjacentes de 2 cm d'épaisseur chacune peut atteindre, selon le modèle, un niveau d'isolation de 1,8 m^2.K/W.
Une validation expérimentale des performances d'un complexe intégrant un PMR et 2 lames d'air serait intéressante pour confirmer ce résultat

Chapitre 5 : Modélisation d'un complexe de toiture intégrant un PMR et une lame d'air ventilée

5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de modéliser un rampant de toiture qui intègre à la fois un PMR à faces peu émissives et deux lames d'air, une ventilée et une autre fermée. Cette modélisation va permettre d'étudier l'impact de différents paramètres physiques et géométriques sur la transmission de flux à travers le complexe et sur le comportement de la lame d'air ventilée ménagée entre les tuiles et le PMR en périodes estivale et hivernale.

Pour modéliser un rampant de toiture standard intégrant un PMR, il est nécessaire de décrire dans une première étape la conception et la mise en œuvre des rampants de toiture. Ces derniers sont composés de plusieurs éléments et la mise en œuvre de chacun de ces éléments doit vérifier les conditions imposées par les règles standards européennes.

La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à la modélisation du comportement du système de toiture en périodes estivale et hivernale par la même méthodologie de découplage et assemblage des phénomènes thermiques utilisée pour développer le modèle thermique de paroi complexe dans le chapitre 4. Des conditions climatiques extrêmes sont considérées (absence de vent en été, prépondérance du vent en hiver).

Pour l'étude du système de toiture en période estivale, le facteur climatique intervenant dans la détermination du facteur solaire du système de rampant est le rayonnement solaire. Ce dernier a un impact particulier sur la lame d'air ventilée aménagée sous les tuiles qui, comme présenté au chapitre 3, fonctionne par effet thermosiphon en absence de vent. Afin de construire le modèle thermique correspondant, les corrélations de débit d'air et des échanges convectifs proposées au chapitre 3 sont utilisées. Le coefficient d'échange convectif dans la lame d'air non ventilée étudié au chapitre 2 est également introduit. Après assemblage, le modèle réalisé est validé par un dispositif expérimental. Une étude paramétrique est ensuite effectuée à l'aide du modèle afin de déterminer l'impact de la variation de différents paramètres sur le facteur de transmission solaire du complexe de rampant modélisé.

Pour la période hivernale, les facteurs intervenant dans la détermination des performances thermiques du complexe de toiture sont la distribution de pression créée par le vent sur les rampants et la perméabilité des tuiles. Pour cela, dans une première étape, un dispositif expérimental est réalisé afin d'étudier la porosité apparente des tuiles. Des simulations CFD sont ensuite réalisées afin d'étudier la répartition des pressions sur les rampants d'une toiture en fonction de l'intensité et de la direction du vent. Un deuxième modèle numérique est ensuite réalisé. Il est composé du milieu pseudo-poreux représentant les tuiles sur lequel sont imposées les pressions statiques exercées par le vent et de la lame d'air ventilée ménagée en dessous de ce milieu. Ce modèle numérique calcule les débits d'air induits dans la lame d'air ventilée obtenus en fonction de différentes vitesses et directions du vent. Le modèle complet de toiture est ensuite assemblé dans THERMETTE et une étude paramétrique est réalisée pour étudier l'impact de différents paramètres sur les déperditions thermiques du complexe de rampant.

Enfin, une conclusion est établie sur l'impact de l'ajout d'un PMR sur les performances thermiques d'un rampant de toiture, en été et en hiver.

5.2 Présentation d'une toiture standard

La toiture est constituée généralement d'une charpente en bois composée de pannes et de chevrons sur laquelle est posée une couverture. Les DTU de la série 40 [DTU 40] conseillent la mise en œuvre d'une lame d'air ventilée d'une épaisseur minimale de 2 cm sous les tuiles et d'un écran de sous-toiture fixé sur les chevrons si le support est discontinu ou sur les voliges si le support est continu.

L'écran de sous-toiture est formé généralement de feutres bitumés ou de feuilles synthétiques et remplit plusieurs fonctions. En effet, il protège les combles des infiltrations de neige poudreuse, de poussière et de suie et achemine vers l'égout les infiltrations dues à la rupture ou déplacement d'un élément de couverture et celles dues à la condensation. Par ailleurs, l'écran de sous-toiture en équilibrant les pressions empêche les éléments de couverture discontinus (les tuiles par exemple) de se soulever sous l'effet du vent.

L'écran de sous-toiture n'est pas un pare-vapeur, il permet à la toiture de respirer afin d'éviter la condensation de la vapeur d'eau provenant de l'intérieur de la maison et maintenir la charpente au sec. Si l'écran de sous-toiture est hautement perméable à la vapeur d'eau (HPV), il peut par suite garantir une évacuation permanente de la vapeur d'eau et peut être posé directement sur l'isolation du rampant (cf. figure 5.1).

La pose d'un pare-vapeur sous l'isolant est indispensable pour limiter la pénétration de l'humidité dans la charpente. Par contre, l'humidité qui arrive à passer dans la toiture est évacuée grâce à la lame d'air ventilée conçue entre l'écran et la couverture. Cette lame d'air supérieure a aussi une fonction supplémentaire, celle de limiter la chaleur provenant du rayonnement solaire et d'améliorer ainsi le confort d'été.

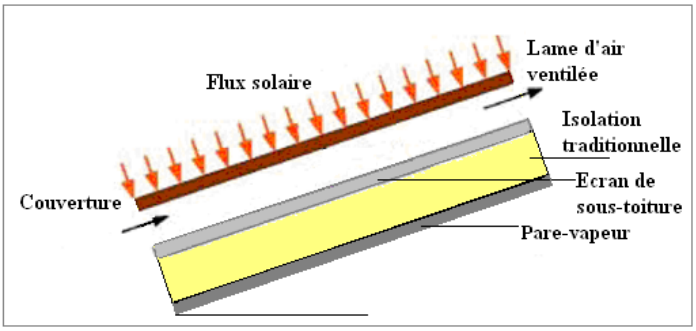


Figure 5.1 – Schéma d'un rampant de toiture standard

Si l'écran est par contre muni de deux faces à propriétés réfléchissantes, il pourra limiter le transfert thermique par rayonnement. La figure 5.2 schématise un écran HPV réflecteur posé avec une lame d'air ventilée supérieure et une lame d'air inférieure non ventilée comme complément d'isolation en hiver. Dans certaines poses et pour augmenter la résistance thermique de la toiture isolée, le PMR est parfois posé avec deux lames d'air adjacentes non ventilées.

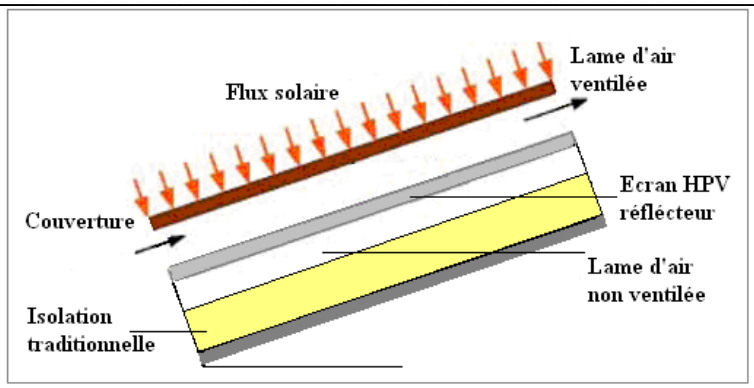


Figure 5.2 – Pose d'un écran de sous-toiture HPV réflecteur

Pour les produits réfléchissants étudiés dans ce travail, certains étanches à l'air et à l'eau mais perméables à la vapeur d'eau peuvent remplir la fonction d'écran de sous-toiture. Par contre, les PMR qui sont pour la plupart imperméables à l'humidité sont généralement posés sous les chevrons comme représenté à la figure 5.3. Une lame d'air non ventilée est aménagée entre la membrane d'étanchéité à l'air et le PMR. Pour créer une deuxième lame d'air, un système de fourrure de bois est placé sur le PMR et le parement intérieur est finalement agrafé. Cette mise en œuvre est très courante en réhabilitation des combles perdus.

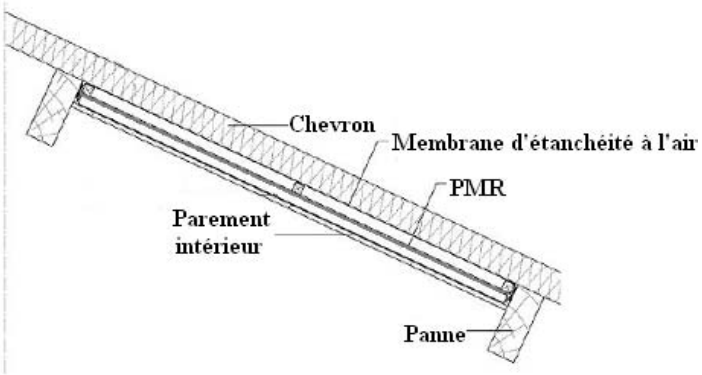


Figure 5.3 – Pose sous les chevrons (vue face aux pannes)

Le modèle de rampant modélisé dans ce chapitre est représenté à la figure 5.4. Le PMR est posé en écran de sous-toiture avec une lame d'air non ventilée ménagée en sous-face. En dessous de la couverture, une lame d'air ventilée est construite. Le rampant est isolé avec une certaine épaisseur de laine minérale.

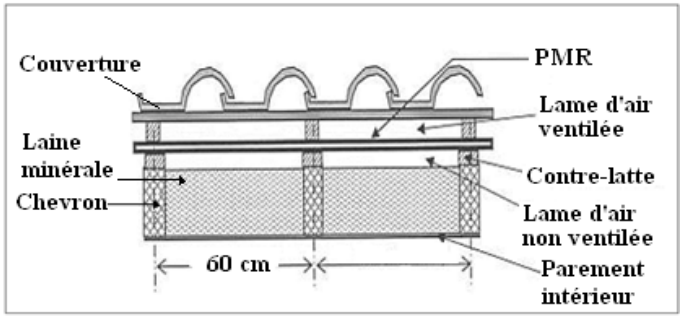


Figure 5.4 – Pose en écran de sous toiture sur contre-latte (vue face aux chevrons)

Pour une meilleure visualisation, la figure 5.5 représente une coupe longitudinale au niveau du rampant de toiture qui va être modélisé. La coupe coïncide soit au niveau du chevron (à

gauche), soit au niveau de l'isolant traditionnel et de la lame d'air inférieure (à droite). La couverture de tuiles est représentée dorénavant par un parement extérieur.

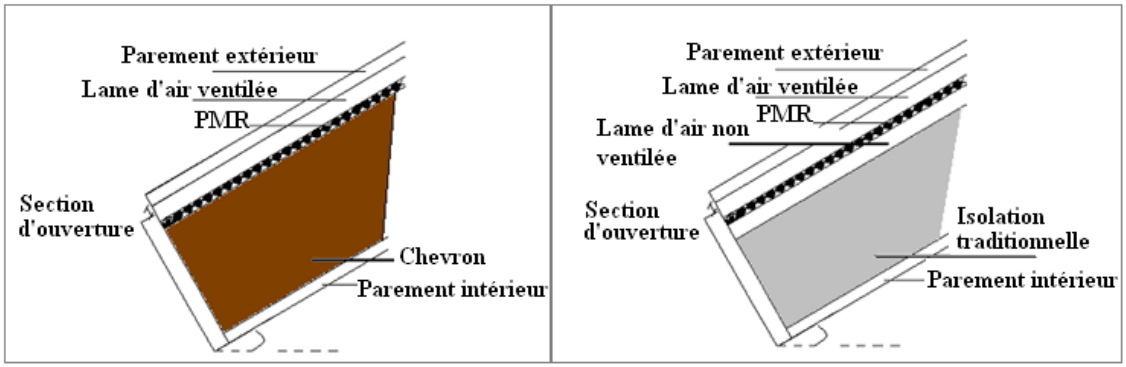


Figure 5.5 – Deux coupes longitudinales du complexe de toiture intégrant le PMR

5.3 Modélisation d'un complexe de toiture en période estivale

Après avoir présenté les éléments du modèle de rampant étudié, une première partie de ce chapitre consiste à imposer des conditions de températures estivales et un rayonnement solaire incident afin de simuler le comportement thermo-aéraulique de la lame d'air ventilée en période chaude ensoleillée et évaluer le confort d'été grâce au calcul d'un facteur solaire pour le système modélisé. Afin de se mettre dans des conditions estivales extrêmes, le rampant est simulé en absence de vent et en présence continue du rayonnement solaire.

5.3.1 Présentation du modèle de toiture

La méthode de modélisation du rampant de toiture intégrant un PMR et des lames d'air consiste à séparer les phénomènes de transferts thermiques tels que les échanges convectifs et radiatifs à l'intérieur des cavités d'air adjacentes au PMR et les échanges conductifs à travers l'ensemble du complexe de toiture. Ce dernier est composé, de l'ambiance extérieure vers l'intérieur du comble aménagé, des éléments suivants (cf. figure 5.6):

- parement extérieur (couverture)
- lame d'air ventilée
- PMR
- lame d'air non ventilée
- isolation traditionnelle (laine minérale)
- parement intérieur

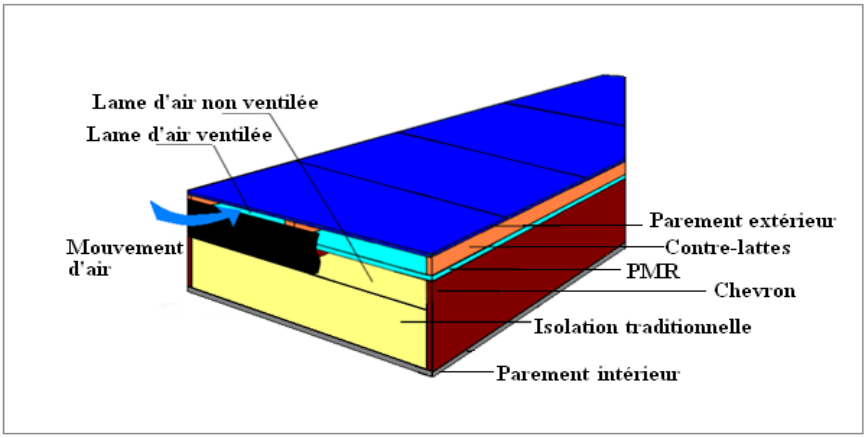


Figure 5.6 – Schéma 3D du modèle de rampant de toiture intégrant un PMR, une lame d'air ventilée supérieure et une lame d'air non ventilée inférieure

L'assemblage du modèle global de toiture est réalisé à l'aide de l'outil THERMETTE. Le schéma de la toiture isolée représenté à la figure 5.7 permet de bien cerner les différents échanges thermiques ayant lieu. Le complexe de toiture est divisé en quatre parties selon la longueur afin d'étudier l'évolution de la température le long du rampant au niveau de la lame d'air ventilée.

Les sollicitations introduites dans le modèle thermique global sont représentées sur la figure 5.7. Un flux solaire net Q_{sol} est imposé sur la surface du parement extérieur en contact avec l'ambiance externe. Ce flux net est la résultante du flux solaire incident sur les tuiles, du flux réfléchi, du flux émis par les tuiles et du flux échangé par convection avec l'air extérieur.

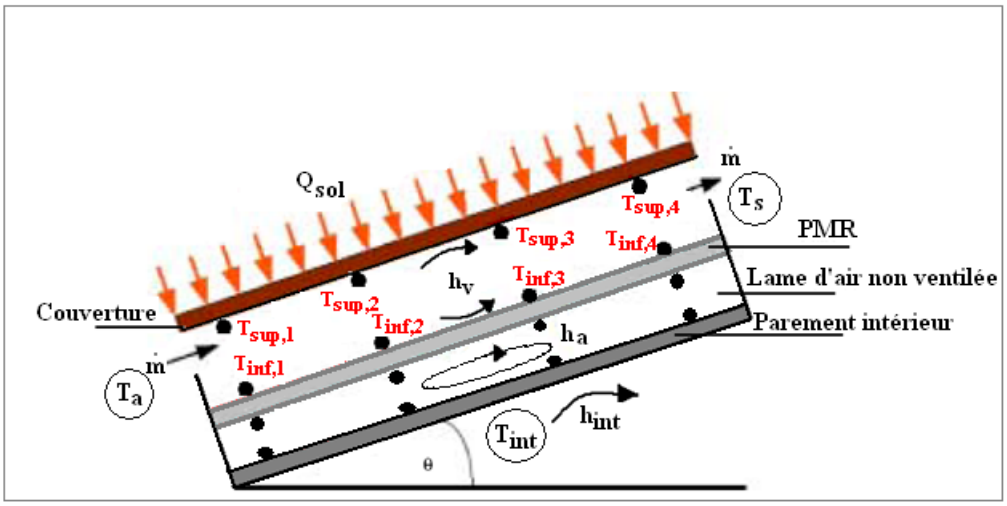


Figure 5.7 – Présentation des conditions aux limites et des sollicitations dans THERMETTE

La modélisation de l'écoulement d'air dans la cavité d'air supérieure ventilée a été réalisée, en détail, au chapitre 3. Le débit d'air massique $\dot{m}$ traversant la lame d'air ventilée est donc calculé d'après l'équation (3.4) et imposé comme sollicitation dans les branches formant l'écoulement d'air de l'entrée à la sortie. Les nombres de Rayleigh définis pour les deux surfaces chaudes et froides $Ra_{L,h}$ et $Ra_{L,c}$ du canal d'air sont respectivement calculés d'après les équations (3.5) et (3.6). Le débit d'air pénètre par la section d'ouverture à l'entrée de la lame d'air ventilée à la température ambiante T_a. D'après le principe de la conservation de masse et en supposant les fuites négligeables, ce même débit sort de la section d'ouverture à la sortie de la lame d'air à une température T_s calculée par le modèle. A l'intérieur de la lame d'air ventilée, les coefficients d'échange convectif h_v sont calculés d'après l'équation (3.12).

La lame d'air inclinée, non ventilée et adjacente au PMR a été étudiée au chapitre 2. Un coefficient d'échange convectif h_{nv} est donc calculé d'après la corrélation adéquate établie par l'équation (2.20) et introduit comme sollicitation dans le modèle thermique.

Sur la surface inférieure du parement intérieur est imposé un échange convectif à la température intérieure T_{int} avec un coefficient d'échange convectif h_{int}. La température intérieure T_{int} est égale à la température ambiante T_a. Cette hypothèse est considérée dans le modèle afin de calculer le flux de chaleur transmis lié essentiellement à l'influence du flux solaire imposé sur la couverture et non sur la différence de températures de l'air.

Le tableau 5.1 représente les différents éléments, paramètres et sorties du modèle thermique global et les valeurs introduites par défauts pour le cas de référence.

Tableau 5.1 – Paramètres et sorties du modèle de référence de toiture en période estivale

Paramètres	Symboles	Valeur par défaut
Flux pénétrant les tuiles	Q_{sol}	224,29 W
Température ambiante	T_a	24,6 °C
Température interne	T_{int}	24,6 °C
Coefficient d'échange superficiel intérieur	h_{int}	8 W/m^2.K*
Longueur du rampant	L	3 m
Largeur du rampant	W	0,6 m
Epaisseur de la lame d'air ventilée	b_1	0,03 m
Epaisseur de la lame d'air non ventilée	b_2	0,02 m
Section d'ouverture (entrée, sortie)	c	0,02 m
Angle d'inclinaison	angle	30°
Résistance thermique de la laine minérale		2,65 m^2.K/W
Résistance thermique du PMR		0,29 m^2.K/W
Lame d'air ventilée		**Sortie**
Température moyenne de la surface chaude supérieure	T_h	Débit d'air (m) et coefficients d'échange convectif (h_v)
Température moyenne de la surface froide inférieure	T_c	
Température moyenne de l'air	$T_{air,m}$	
Nombre de Rayleigh supérieur se basant sur L	$Ra_{L,h}$	
Nombre de Rayleigh inférieur se basant sur L	$Ra_{L,c}$	
Nombre de Rayleigh se basant sur b1	Ra_{b1}	
Lame d'air non ventilée		**Sortie**
Température moyenne de la surface chaude supérieure	T_j	Coefficient d'échange convectif (h_{nv})
Température moyenne de la surface froide inférieure	T_k	
Nombre de Rayleigh se basant sur b2	Ra_{b2}	
Sorties du modèle		
Température de sortie d'air	T_s	…
Flux sortant du parement intérieur	Q_{int}	…
Facteur de transmission solaire	F	

(*) Valeur issue des règles Th-S en condition d'été [Th-S] et de la RT 2005 [RT 2005]

Les sorties du modèle sont essentiellement le flux transmis à l'intérieur du complexe de rampant Q_{int} et la température de sortie de l'air T_s de la lame d'air ventilée. En effet, les performances thermiques du complexe de toiture ne peuvent pas être évaluées par calcul de la résistance thermique globale puisque le système n'est pas fermé, il comporte une lame d'air ventilée. Un nouveau facteur est donc utilisé pour calculer le niveau de performance thermique, c'est le facteur de transmission solaire F qui est le rapport entre le flux thermique transmis à l'intérieur du comble aménagé sur le flux thermique pénétrant le parement extérieur du complexe (eq. 5.1):

$$F(\%) = \frac{Q_{int}}{Q_{sol}} \times 100 \qquad (5.1)$$

Ce facteur de transmission solaire est différent du facteur solaire. Il est en effet défini par le rapport du flux thermique transmis à l'intérieur sur le flux solaire net. Par suite, si on veut obtenir le facteur solaire du rampant, il faudra multiplier le facteur de transmission solaire F par le facteur solaire des tuiles.

La figure 5.8 schématise la représentation du modèle thermique global dans l'outil THERMETTE. La première colonne représente le parement extérieur divisé en plusieurs parties. Deux parties définissent l'échange conductif avec les deux contre-lattes, les quatre autres parties définissent l'échange convectif avec la lame d'air ventilée représenté par la

deuxième colonne de six branches. Les traits en rouge représentent l'échange convectif de l'air avec la plaque supérieure formée par le parement extérieur, les traits en vert représentent l'échange convectif avec la surface inférieure formée par le PMR et avec les surfaces latérales d'entrée et de sorite. La troisième colonne représente donc le PMR et la dernière l'isolant traditionnel. Une lame d'air non ventilée sépare le PMR de cette dernière colonne ; les traits en rose définissent l'échange convectif à l'intérieur de cette lame d'air fermée.

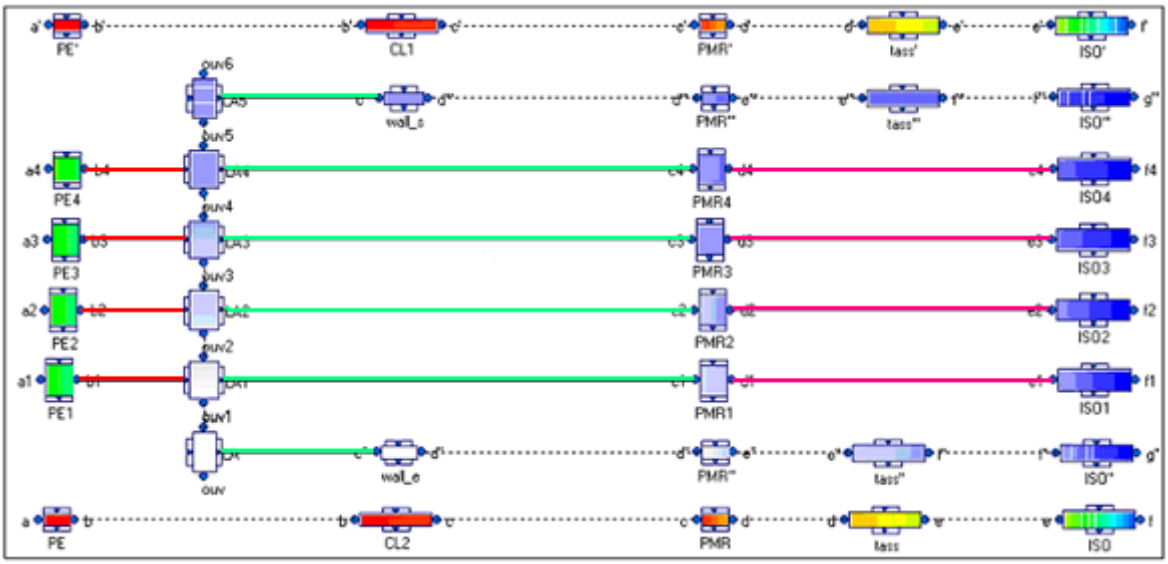


Figure 5.8 – Modèle thermique du rampant de toiture réalisé dans THERMETTE (sans rayonnement)

Les facteurs de transferts radiatifs qui existent entre les différentes faces délimitant les lames d'air, ventilée et non ventilée, sont calculés à l'aide du logiciel MODRAY. L'émissivité des différents éléments de la toiture est considérée égale à 0,9 sauf pour le PMR. Ce dernier est doté d'une très faible émissivité, pour le cas de référence égale à 0,07. Les nouveaux traits noirs de la figure 5.9 représentent les échanges radiatifs importés de MODRAY dans l'outil THERMETTE.

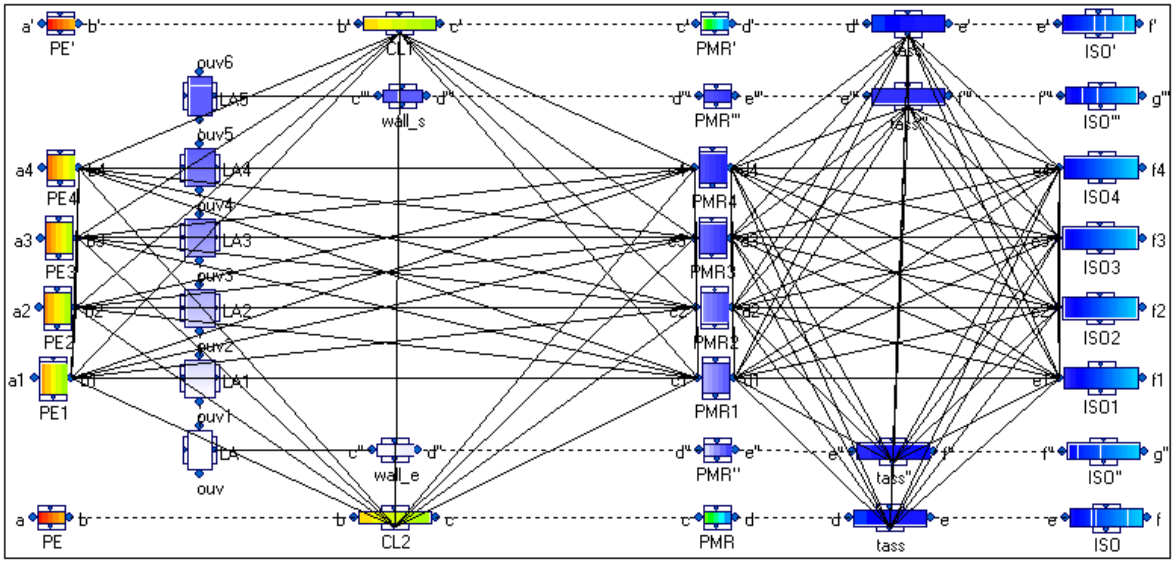


Figure 5.9 – Modèle thermique du rampant de toiture réalisé dans THERMETTE (avec rayonnement)

Dans la partie qui suit, une validation de ce modèle de toiture est réalisée grâce à un dispositif expérimental construit au CSTB par mesure globale du flux traversant le système de toiture en configuration d'été.

5.3.2 Validation expérimentale

Une étude expérimentale a été réalisée par le CSTB [CSTB, 2007] sur une maquette de rampant de toiture à grande échelle en conditions de laboratoire. Cette étude a permis d'évaluer l'impact de différents paramètres physiques et géométriques sur la quantité d'énergie traversant le rampant. Le dispositif expérimental s'est intéressé plus particulièrement au comportement de la lame d'air ventilée supérieure (vitesse dans la lame et température de sortie d'air).

Etant donné que le dispositif expérimental intègre les mêmes composants du système de toiture modélisé (un produit réfléchissant associé à une lame d'air non ventilée, un isolant traditionnel et une lame d'air ventilée entre la couverture et le PMR), les résultats des essais sont utilisés pour valider notre modèle de toiture en période chaude ensoleillée. Les paramètres de sortie calculés par le modèle thermique et validés par les essais sont les températures sur les interfaces du rampant, les vitesses dans la lame d'air ventilée obtenues d'après les débits calculés, les températures de sortie d'air et les flux thermiques traversant le parement intérieur.

Dans la première partie de la validation expérimentale, le dispositif expérimental est présenté. Ensuite le modèle de rampant est validé pour trois cas d'étude : le cas de référence, un deuxième cas où l'intensité du flux solaire est réduite et un dernier où une plus grande émissivité des faces réfléchissantes du PMR est appliquée.

5.3.2.1 Dispositif de mesure

La maquette expérimentale est une boîte rectangulaire de contreplaqué, elle est formée de l'extérieur vers l'intérieur de deux plaques de contreplaqué collées l'une sur l'autre simulant la couverture, d'une lame d'air ouverte aux deux extrémités donc ventilée, un produit réfléchissant posé comme écran de sous-toiture, une lame d'air non ventilée an contact avec un isolant en laine minérale et enfin une plaque de contreplaqué simulant la plaque de plâtre couramment utilisée en parement intérieur des combles aménagés.



Figure 5.10 – Photo du dispositif expérimental [CSTB, 2007]

La zone d'étude, représentée sur la figure 5.11, est formée par la partie entre deux chevrons d'une toiture ayant une largeur standard de 60 cm. La longueur de la maquette est de 3 m.

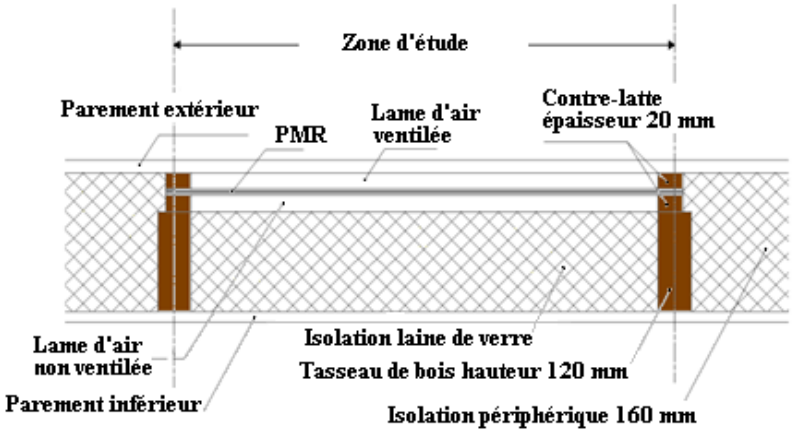


Figure 5.11 – Maquette construite et dimensions [CSTB, 2007]

La source de chaleur est un banc constitué de 8 lampes infrarouges parallèles les unes aux autres et montées sur un bâti. Chaque lampe possède deux résistances dissipant 2,4 kW chacune (barres d'acier de 1,50 m chacune). Le banc consomme, selon les données constructeurs, un total de 38,4 kW. Une couche de laine minérale de 100 mm, certifiée ACERMI, est posée sur le parement intérieur ménageant une lame d'air non ventilée de 2 cm d'épaisseur avec le produit réfléchissant. Le PMR est fixé sur toute la surface de la maquette. Il est inséré en sandwich entre les chevrons et les contre-lattes supports du parement extérieur.

Les paramètres mesurés sont les suivants :

- températures sur les différentes interfaces de la maquette (surface/sous-face PMR, surface/sous-face laine minérale, surface/sous-face parement intérieur)
- flux traversant le parement extérieur soumis au rayonnement infrarouge et flux traversant le parement intérieur.
- vitesses d'air dans la lame d'air ventilée et températures d'air à l'entrée, sur trois niveaux à l'intérieur et à la sortie

Les capteurs utilisés sont essentiellement des thermocouples, des plaques fluxmétriques et des anémomètres. Les mesures sont effectuées sur trois niveaux le long de la maquette, par rapport à l'entrée de la lame d'air :

- niveau bas situé à 83 cm de l'entrée
- niveau intermédiaire situé à 158 cm de l'entrée,
- niveau haut situé à 233 cm de l'entrée.

Pour déterminer le profil de vitesse dans la lame d'air ventilée sur les trois niveaux de mesure, une boule chaude a été déplacée avec un pas de 5 mm balayant l'épaisseur de la lame d'air. Etant donné que le PMR n'a pas une structure rigide et peut présenter des ondulations, ce processus de mesure a été également utilisé pour déterminer l'épaisseur de la lame d'air sur les trois niveaux de mesure. Une vitesse moyenne a été calculée pour chaque cas d'étude par la méthode des trapèzes.

Le cas de référence (cas 1) considéré est celui d'un rampant de toiture constitué d'une lame d'air supérieure ventilée de 2 cm d'épaisseur avec des sections d'ouverture à l'entrée et à la sortie de 1 cm. Le PMR possède des faces réfléchissantes d'émissivité égale à 0,07. Le rampant est exposé à une puissance radiative entre 1 000 et 1 400 W/m². La résistance thermique en sous-face du PMR comportant la laine minérale et la lame d'air non ventilée est de 3,2 m².K/W. Elle comporte la résistance thermique de la laine minérale certifiée et celle de la lame d'air non ventilée calculée d'après les règles Th-U.

Le tableau 5.2 représente les différentes configurations réalisées dans les essais avec les modifications prises en compte par rapport au cas de référence.

Tableau 5.2 - Description des configurations de rampant étudiées

Cas	Epaisseur de laine minérale (mm)	Résistance thermique en sous-face du PMR (m^2.K/W)	Puissance radiative (W/m^2)	Hauteur de la section d'ouverture (cm)	Epaisseur lame d'air ventilée (cm)	Emissivité du PMR
1	100	3,2	1000 à 1400	1	2	0,07
2	100	3,2	1000 à 1400	1	2	0,9
3	100	3,2	600 à 790	1	2	0,07

Une première étude comparative entre modèle et essais consiste à faire varier la puissance radiative (cas 3) afin d'étudier l'effet des températures sur le facteur de transmission du complexe de toiture. Une deuxième étude comparative consiste à changer à 0,9 l'émissivité de la face réfléchissante du PMR initialement à 0,07 (cas 2).

5.3.2.2 Validation du modèle de toiture

Afin de valider le modèle de toiture, les mêmes dimensions des différents éléments du rampant de toiture expérimental sont entrées dans le modèle thermique. Le même flux mesuré pénétrant le parement extérieur est imposé sur la face externe du parement extérieur du modèle. La même température ambiante est utilisée.

La figure 5.12 montre les profils de températures sur les différentes interfaces du complexe de toiture et compare les températures trouvées par modélisation à celles mesurées. Les interfaces comparées sont le milieu de la lame d'air ventilée, la surface du PMR, la sous-face du PMR, la surface de la laine minérale et la sous-face du parement intérieur.

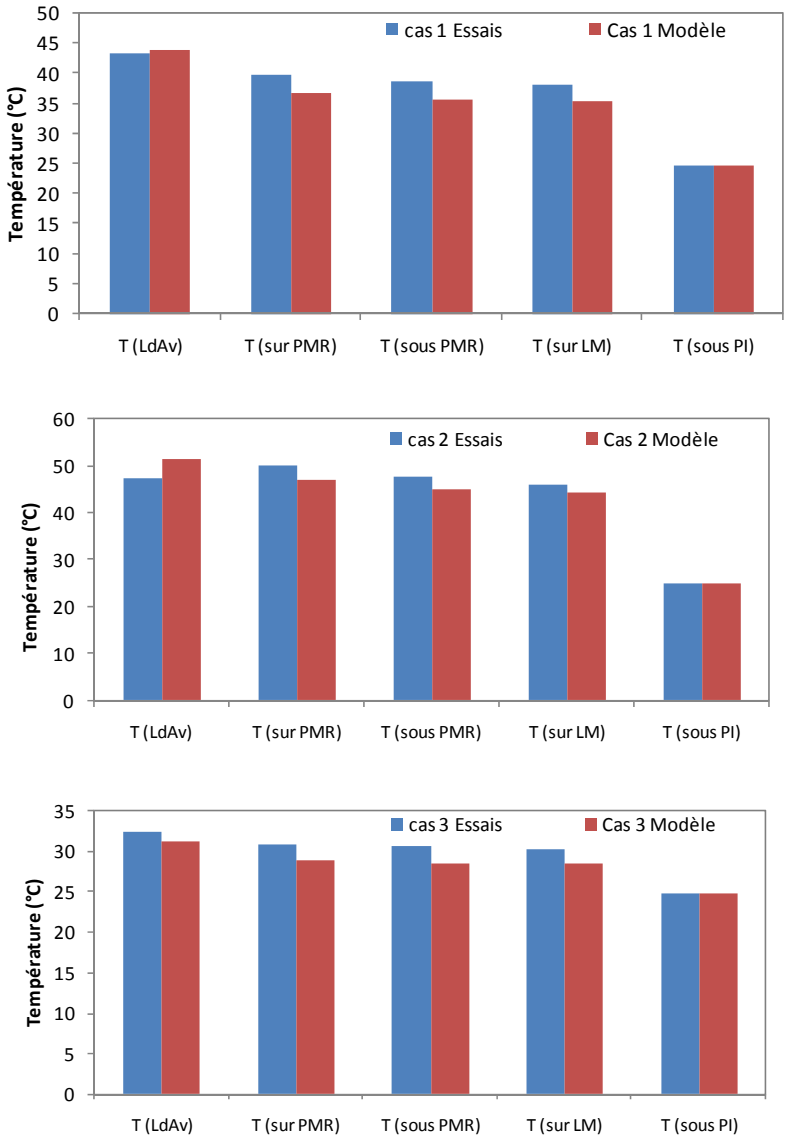


Figure 5.12 – Comparaison des profils de températures sur les interfaces du complexe de toiture

Les résultats montrent un rapprochement entre les deux profils pour les trois cas étudiés et un écart moyen entre les températures, mesurées et calculées, de moins de 3 K environ.

Pour le cas de référence (cas 1), la vitesse d'air calculée par le modèle présente un écart de 4 % avec la vitesse moyenne mesurée (cf. Tableau 5.3). Les facteurs de transmission solaire obtenus par les deux approches sont également proches, ils présentent un écart de 8 % environ. Les températures de sortie de l'air calculées par le modèle et mesurées d'après l'expérimentation sont très proches, l'écart entre les deux valeurs est inférieur à 2 °C. Donc le comportement thermo-aéraulique du thermosiphon modélisé est validé par les mesures de vitesse et de température.

Tableau 5.3 - Résultats mesurés et calculés pour le cas 1 et 3

	Cas 1		Cas 3	
	Essai	Modèle	Essai	Modèle
v (m/s)	0,47	0,49	0,27	0,34
Q_{sol} (W)	224,3	224,3	60,5	60,5
F (%)	3,7	3,4	6,1	4,4
Lame d'air ventilée				
$T_{air,m}$ (°C)	43,5	43,8	32,4	31,2
T_s (°C)	48,2	46,7	34	32,2

Pour le cas 3, bien que les températures dans la lame d'air ventilée modélisées sont proches des valeurs mesurées, un écart important sur la valeur de la vitesse et du flux transmis sur le parement intérieur est observé. La très faible valeur de ce flux dans ce cas (2,5 W) permet de justifier l'écart par la difficulté à mesurer précisément un tel flux par le fluxmètre, il en est de même pour la vitesse.

Pour la comparaison des résultats entre l'expérimentation et le modèle pour le cas 2 (cf. tableau 5.4), les écarts sont également minimes, 2 % entre les vitesses d'air et environ 2 % entre les facteurs de transmission solaire calculés et mesurés.

En comparant les deux cas 1 et 3 dans le tableau 5.3, la division de la puissance radiative par quatre entraîne une diminution du débit d'air, de 42 % pour les essais et de 31 % pour le modèle. L'augmentation du facteur de transmission solaire pour les deux approches est justifiée par un thermosiphon moins performant pour de faibles niveaux de température.

En augmentant la valeur de l'émissivité de la face réfléchissante du PMR, le flux traversant le rampant devient plus grand, ce qui diminue le confort d'été. Ceci est montré dans la comparaison des cas 1 et 2 où les émissivités sont respectivement de 0,07 et 0,9.

Tableau 5.4 – Résultats mesurés et calculés pour les cas 1 et 2

	Cas 1		Cas 2	
	Essai	Modèle	Essai	Modèle
v (m/s)	0,47	0,49	0,48	0,49
Q_{sol} (W)	224,3	224,3	301,6	301,6
F (%)	3,7	3,4	4,5	4,6
Lame d'air ventilée				
$T_{air,m}$ (°C)	43,5	43,8	47	51,2
T_s (°C)	48,2	46,7	54,1	53,1

En effet, le débit d'air induit dans la lame d'air est dépendant de deux phénomènes contradictoires. L'augmentation de l'émissivité donne de faibles écarts de températures de part et d'autre de la lame d'air ventilée (15 K pour le cas 3 et 9 K pour le cas 2) donnant de faibles vitesses d'air et d'autre part l'augmentation de l'émissivité conduit à une température moyenne au niveau de la lame d'air élevée (cf. tableau 5.4), ce qui conduit à une augmentation du débit d'air. La conséquence de ces deux phénomènes, déjà mis en évidence au chapitre 3, est une vitesse d'air du même ordre de grandeur que le cas de référence ainsi qu'une température sur la face inférieure de la lame d'air ventilée plus élevée et donc un flux transmis plus important.

5.3.3 Etude paramétrique

Afin d'étudier l'impact de certains paramètres importants sur le facteur de transmission solaire du rampant de toiture modélisé précédemment, une étude paramétrique est réalisée en utilisant le modèle thermique. Cette étude consiste à faire varier la résistance thermique de l'isolation placée en sous face du PMR, l'inclinaison du rampant, la température ambiante, le flux solaire ainsi que l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR utilisé.

Le rampant de toiture modélisé pour cette étude paramétrique est d'une longueur de 3 m et d'une largeur de 60 cm (distance standard entre deux chevrons). Le flux solaire net traversant le parement extérieur (la couverture) est de 124,61 W/m^2. L'ouverture au niveau des sections d'entrée et de sortie de la lame d'air supérieure de 3 cm d'épaisseur est de 2 cm. La température de l'air ambiant est de 24,6 °C.

5.3.3.1 Impact du niveau d'isolation du rampant

Pour l'étude de l'impact de la résistance thermique en sous-face du PMR sur le facteur de transmission solaire, les résultats représentés sur la figure 5.13 montrent que le facteur de transmission solaire diminue avec l'augmentation de la résistance thermique de la couche d'isolation placée en sous-face du PMR. En effet, le facteur solaire diminue de 85 % en passant d'une résistance thermique de laine minérale presque nulle à une valeur de 5,2 m^2.K/W. Les résultats de facteur de transmission solaire montre également qu'une isolation minimale de 20 mm de laine minérale est nécessaire pour répondre aux exigences réglementaires du confort d'été qui se résument par un facteur solaire de l'ordre de 0,02 selon la RT 2005 [RT2005].

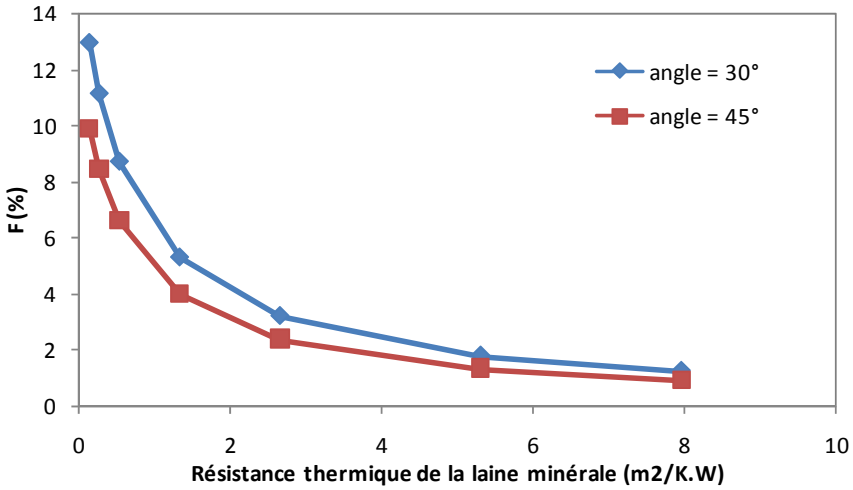


Figure 5.13 – Impact de l'isolation en sous-face du PMR sur le facteur de transmission solaire

5.3.3.2 Impact de l'inclinaison du rampant

Une légère diminution du facteur de transmission solaire est observée dans le cas ou le rampant de toiture est incliné de 45° (cf. figure 5.14). Ceci est expliqué par le fait que l'augmentation de l'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale favorise l'effet cheminée dans la lame d'air ventilée et par suite la diminution du facteur de transmission solaire. L'impact de l'inclinaison, bien qu'il ne soit pas généralement prépondérant, diminue

avec l'augmentation du niveau d'isolation. En effet, plus l'isolation de la toiture est faible, plus le fonctionnement du thermosiphon devient un paramètre important dans la caractérisation du facteur solaire.

5.3.3.3 Impact de l'émissivité du PMR

L'étude paramétrique suivante consiste à faire varier l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR de 0,01 à 0,9. Elle est réalisée sur un rampant de toiture incliné de 30° et ayant une résistance thermique en sous-face du PMR égale à 3,2 m^2.K/W. La figure 5.14 montre que la dégradation de l'émissivité du PMR a un effet non négligeable sur le facteur de transmission solaire du rampant. En effet, en passant d'une émissivité de 0,1 à 0,5, le facteur de transmission solaire augmente de 20 % environ.

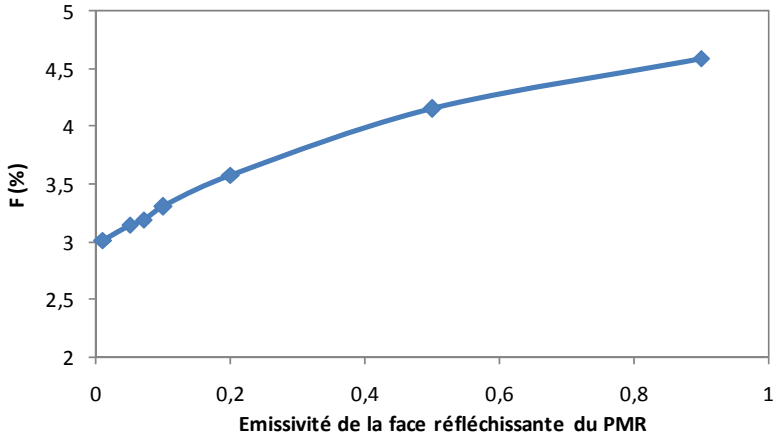


Figure 5.14 – Impact de l'émissivité du PMR sur le facteur de transmission solaire

5.3.3.4 Couplage de deux paramètres : niveau d'isolation et émissivité

Le niveau d'isolation de la toiture et l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR ont un impact important sur la caractérisation de la performance thermique du rampant. La figure 5.15 montre l'impact de ces deux paramètres couplés sur le facteur de transmission solaire du rampant de toiture. Dans cette étude, quatre niveaux d'isolation sont considérés ; 1, 2, 4 et 6 m^2.K/W. L'émissivité de la face réfléchissante des PMR est variée de 0,01 à 0,9.

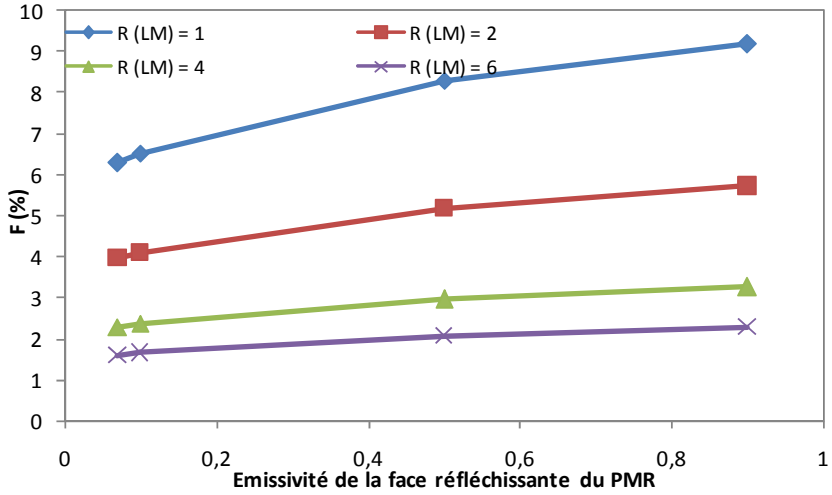


Figure 5.15 – Couplage des deux paramètres (Résistance thermique de l'isolation et émissivité du PMR) sur le facteur de transmission solaire

Les résultats montrent qu'un rampant dont l'isolation permet une résistance thermique de 6 m^2.K/W et dont l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR est de 0,5 donne un facteur de transmission solaire inférieur de 9 %, 48 % et 67 % par rapport aux rampants ayant respectivement les résistances thermiques de 4, 2 et 1 m^2.K/W mais un PMR à faces très peu émissives (0,07). Ceci montre que l'impact de l'isolation thermique de la toiture est bien plus souligné que celui de l'impact de l'émissivité de la face réfléchissante de la toiture. Cette même conclusion a également été trouvée par une étude numérique validée par un dispositif expérimental réalisé au centre de recherche du CRIR [Rieunier, 2009].

Une deuxième conclusion peut être tirée de cette étude couplant les deux paramètres : plus la résistance thermique de l'isolation de la toiture est faible, plus la diminution de l'émissivité de la face réfléchissante a un impact important sur le facteur de transmission solaire.

5.3.3.5 Impact de la température ambiante

La variation de la température ambiante montre que pour une élévation de la température externe de 20 °C à 40 °C, le facteur de transmission solaire diminue de 17 % (cf. figure 5.16).

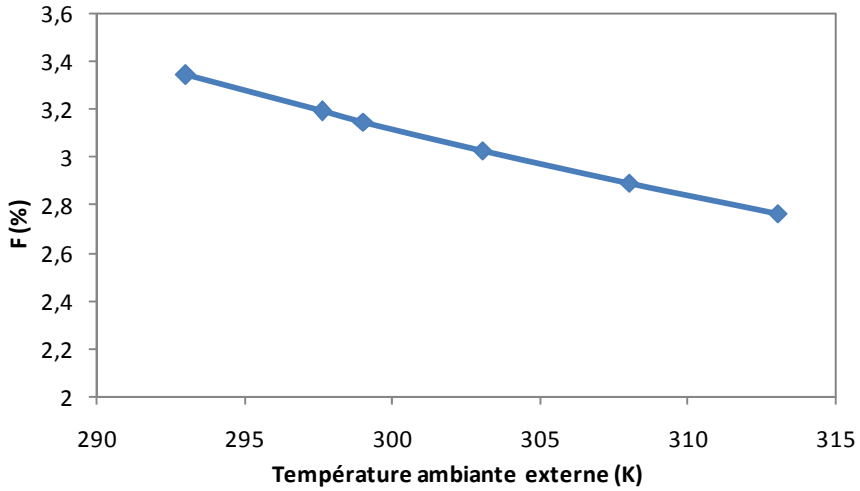


Figure 5.16 – Impact de la température ambiante sur le facteur de transmission solaire

En effet, la température ambiante joue un rôle important dans l'estimation des coefficients d'échanges à l'intérieur de la lame d'air ventilée et du débit d'air généré par effet thermosiphon. Comme montré au chapitre 3, le thermosiphon fonctionne mieux quand la température ambiante se rapproche de la température de la paroi froide inférieure du canal. En effet, le passage d'une température ambiante de 20 °C à 40 °C augmente le débit d'air de 20 % environ.

5.3.3.6 Impact du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire incident a un impact important sur l'effet thermosiphon de la lame d'air ventilée donc sur le facteur de transmission solaire des rampants de toiture. Dans cette étude paramétrique, le rayonnement incident varie de 100 à 1200 W/m^2. Si on considère que le facteur solaire des tuiles est de 0,24 (d'après la RT 2005 [RT2005] ou la norme ISO 13791 [ISO13791]), le flux solaire pénétrant le parement extérieur Q_{sol} correspond à une variation de 24 à 288 W/m^2 (cf. figure 5.17).

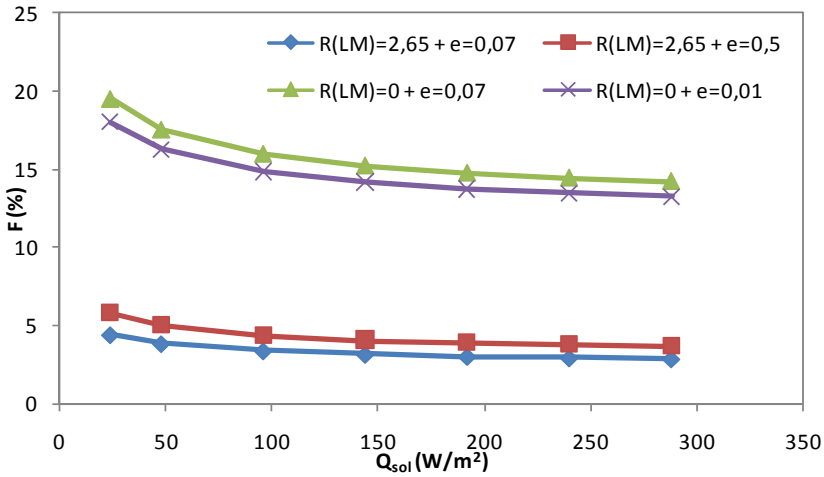


Figure 5.17 – Impact du flux solaire sur le facteur de transmission solaire

Plusieurs cas sont considérés : deux niveaux d'isolation du rampant et trois émissivités différentes pour les faces réfléchissantes du PMR. Les résultats de la figure 5.17 montrent que pour un rampant isolé uniquement avec un PMR et une lame d'air non ventilée, même pour une très faible émissivité, le facteur de transmission solaire ne répond pas aux exigences règlementaires du confort d'été de la RT 2005 [RT2005] et ceci pour la totalité de l'intervalle de flux solaires considérés.

5.3.4 Conclusions

Pour une période chaude ensoleillée, un modèle de rampant de toiture intégrant une lame d'air supérieure ventilée et un PMR a été réalisé. D'autre part, des essais menés sur une maquette de rampant à échelle 1 en conditions de laboratoire ont permis de valider le modèle en comparant les températures aux interfaces, le comportement de la lame d'air ventilée (vitesses d'air et températures) ainsi que les facteurs de transmission solaire obtenus.

Les deux approches, modélisation et expérimentation, ont montré que le facteur de transmission solaire d'un rampant de toiture intégrant un PMR et une lame d'air ventilée en période estivale est étroitement lié à la résistance thermique de l'isolation en sous-face du PMR, à l'émissivité des faces réfléchissantes de ce dernier, à l'intensité du rayonnement solaire, à la température ambiante et à l'inclinaison du rampant. Plus particulièrement, les deux premiers paramètres (niveau d'isolation et émissivité) ont un impact important sur les performances thermiques des systèmes de toiture. Par ailleurs, le flux solaire incident, la température ambiante et l'inclinaison ont un impact moins prépondérant sur les résultats.

Une étude paramétrique supplémentaire a permis d'étudier l'impact des deux paramètres importants couplés ensemble (la résistance thermique en sous-face du PMR et l'émissivité de la face réfléchissante) sur le facteur de transmission solaire. Les résultats ont montré qu'il serait plus favorable d'augmenter d'abord l'épaisseur de l'isolant traditionnel, puis d'intégrer des faces réfléchissantes à très faible émissivité.

5.4 Modélisation d'un complexe de toiture en période hivernale

Cette partie du chapitre s'intéresse particulièrement à la modélisation du rampant de toiture intégrant un PMR et une lame d'air ventilée en période hivernale. La méthodologie de travail est identique à celle présentée dans la partie précédente.

Dans les conditions climatiques hivernales et en présence de vent, l'effet de thermosiphon est négligé par rapport à l'effet du vent. Un travail numérique est alors nécessaire pour étudier l'influence du vent sur la couche perméable de tuiles et sur cette lame d'air supérieure ventilée (cf. figure 5.18).

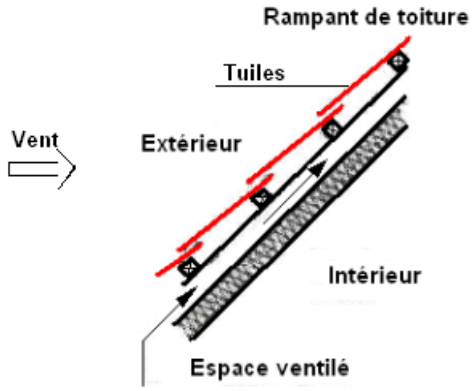


Figure 5.18 – Modèle de rampant de toiture en période hivernale

Dans une première partie, un banc d'essais est réalisé afin de simuler l'effet du vent sur les tuiles d'un rampant. La porosité apparente de ce milieu, considéré comme étant pseudo-poreux, est déduite des mesures. Le dispositif expérimental réalisé permet de mesurer le débit d'air pénétrant en fonction de l'écart de pression statique entre l'amont et l'aval des tuiles.

Un travail de modélisation est ensuite réalisé sur une maison à deux rampants. Les résultats des simulations numériques permettent de trouver la distribution de pression sur les rampants d'une toiture exposée à un vent de plusieurs intensités et directions.

Enfin, en intégrant les propriétés poreuses des tuiles et la distribution de pression dans un modèle complet de toiture dans le code CFD, le débit d'air généré dans la lame d'air supérieure ventilée est calculé en fonction du vent et intégré comme sollicitation dans le modèle global de toiture complexe 0D/1D.

5.4.1 Etude de la perméabilité des tuiles

La couverture des deux rampants de toiture modélisée en période hivernale est constituée d'un assemblage de tuiles. Le contact entre ces tuiles n'est jamais parfait. S'il permet d'assurer une étanchéité relative à l'infiltration d'eau, son étanchéité à l'air est loin d'être parfaite. L'air peut ainsi s'infiltrer à travers les tuiles et s'écouler dans la lame d'air ventilée.

Afin d'étudier la perméabilité apparente de ce milieu pseudo-poreux dont la géométrie est complexe, le recours à l'expérience est primordial. Pour cela, un dispositif expérimental est réalisé. Il permet d'estimer les propriétés pseudo-poreuses de l'assemblage de tuiles.

5.4.1.1 Transfert de masse à travers une paroi poreuse

La modélisation d'un écoulement de fluide à travers un milieu poreux nécessite la spécification des propriétés du fluide utilisé, dans ce cas l'air (densité, viscosité) et du milieu poreux (porosité, résistance visqueuse et inertielle).

Afin de déterminer les propriétés poreuses de l'assemblage de tuiles, considérées comme un milieu pseudo-poreux, il est nécessaire d'établir l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour un écoulement d'air à travers un milieu poreux. Cette équation est celle de la conservation de la quantité de mouvement classique de Navier-Stokes dans laquelle s'ajoute un terme S_i qui modélise les effets de résistance due aux forces de frottements avec le milieu poreux.

$$S_i = -(\sum_{j=1}^{3} D_{ij}\mu V_j + \sum_{j=1}^{3} C_{ij}\frac{1}{2}\rho|V_j|C_j) \quad (5.2)$$

Le premier terme de l'équation représente la perte visqueuse et le second terme la perte d'inertie. Si le milieu poreux est simple et homogène, S_i peut être simplifié de la façon suivante:

$$S_i = \frac{\mu}{\alpha}V_i + C_2\frac{1}{2}\rho|V_i|V_i \quad (5.3)$$

Avec

S_i	terme source de quantité de mouvement (Pa/m)
D_{ij}	matrice caractérisant les pertes visqueuses (1/m²)
m	viscosité dynamique (Pa.s)
C_{ij}	matrice de coefficients de résistance d'inertie (-)
V	vitesse (m/s)

Pour un écoulement laminaire où les forces visqueuses sont prépondérantes, Darcy a établi un modèle qui néglige les effets d'inertie. En considérant que l'air est incompressible, que le milieu poreux est isotrope, que l'écoulement d'air dans le milieu poreux est monodirectionnel et que les effets convectifs et diffusifs sont négligés, l'équation de Darcy devient la suivante :

$$\frac{dP}{dx} = \frac{-\mu}{\alpha} V \quad (5.4)$$

avec α la perméabilité du milieu (m^2), dP la chute de pression à travers le milieu poreux (Pa)

Après intégration de l'équation tout au long de l'épaisseur du milieu poreux, l'équation devient :

$$\Delta P = \frac{-\mu}{\alpha}.V.L \quad (5.5)$$

Pour un écoulement à grande vitesse, les effets d'inertie deviennent prépondérants devant les forces visqueuses et la chute de pression à travers le milieu poreux devient proportionnelle au carré de la vitesse d'écoulement. L'équation deviendra par la suite :

$$\Delta P = -C_2\frac{1}{2}\rho V^2 L \quad (5.6)$$

Afin de choisir le type d'écoulement régissant l'écoulement dans la couche de tuiles, un dispositif expérimental est réalisé. Il permettra d'établir la relation reliant le débit d'air et le gradient de pression.

5.4.1.2 Dispositif expérimental

Pour établir la relation entre le débit d'air qui traverse les tuiles et la différence de pressions de part et d'autre de ces tuiles, un banc d'essais est réalisé.

Il est constitué d'un support métallique sur lequel des tuiles sont assemblées comme représenté sur la Figure 5.19. Le support métallique a une longueur de 1,64 m et une largeur de 1,24 m. Des lattes en bois (38 x 38 mm) distantes de 33 cm sont positionnées sur le support. Sur ces lattes sont disposées 5 rangées de 4 tuiles chacune. Les tuiles utilisées sont des tuiles de type double romane.



Figure 5.19 – Construction des tuiles sur le support métallique

La couche de tuiles est fermée par une boîte en polycarbonate. Les bords de la boîte sont collés aux tuiles avec du silicone pour que la boîte soit complètement étanche. Grâce à un ventilateur à vitesse variable relié à la boîte par un conduit circulaire, un débit d'air est soufflé à l'intérieur de cette dernière comme représenté sur la Figure 5.20. La vitesse d'air est constamment contrôlée et mesurée par un anémomètre placé au milieu du conduit. Le positionnement du conduit de ventilation permet d'obtenir une distribution uniforme de la pression statique de l'air au-dessus de la surface de tuiles. En effet le soufflage latéral dans un volume relativement important permet d'imposer une condition de pression au-dessus des tuiles et ainsi d'éviter des vitesses d'air hétérogènes.

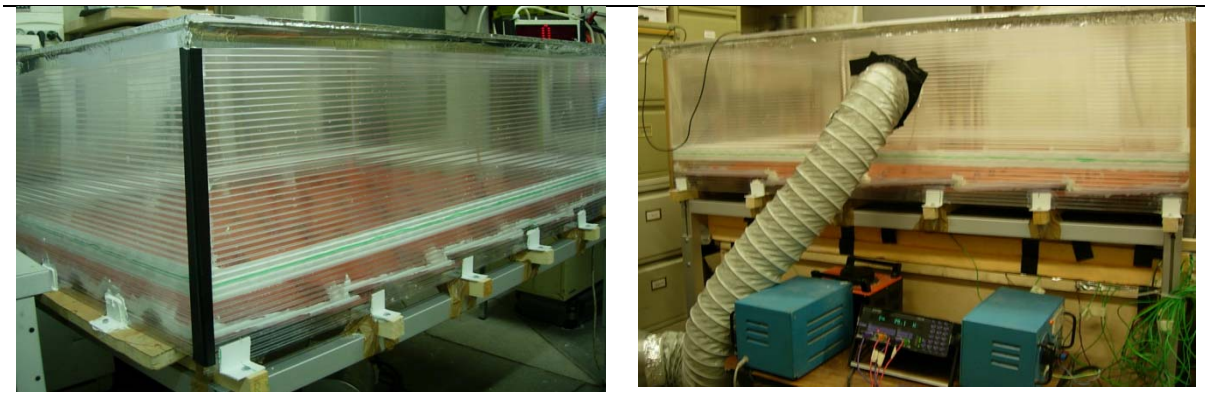


Figure 5.20 – Construction de la boîte de ventilation

Un capteur de pression différentielle est placé de part et d'autre de la surface des tuiles, une sonde mesure la pression juste au-dessus des tuiles et une autre mesure la pression

atmosphérique. Les tests réalisés consistent à faire varier le débit d'air introduit dans la boîte de ventilation et de mesurer simultanément la différence de pressions obtenue.

Le débit d'air varie de 0 à 0,13 kg/s. Deux séries de mesures représentées sur la Figure 5.21 sont réalisées afin de s'assurer de la reproductibilité des résultats obtenus.

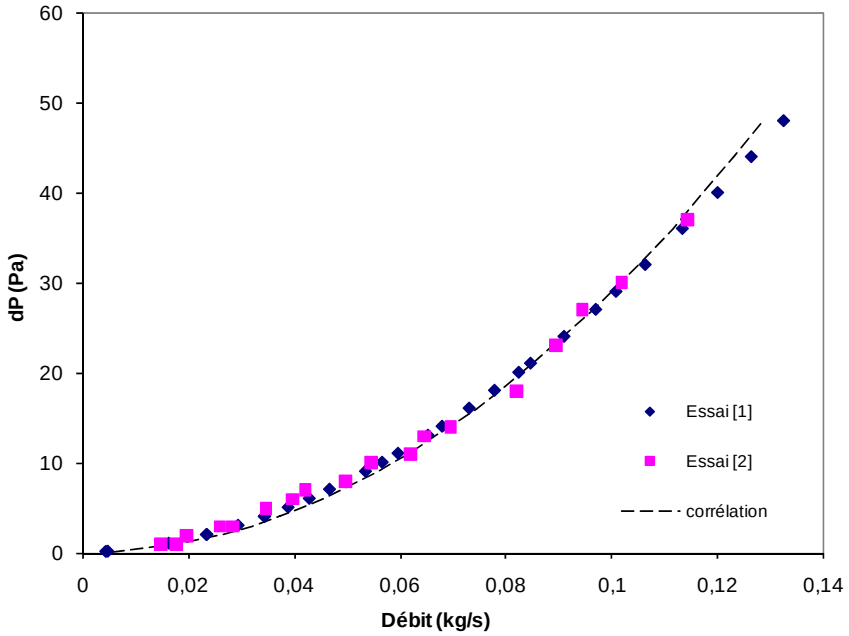


Figure 5.21 – Résultats expérimentaux de perméabilité des tuiles

Une corrélation est alors établie entre le débit d'air et la différence de pressions. Les résultats montrent que la chute de pression est proportionnelle au carré de la vitesse d'écoulement. L'équation obtenue donne la propriété poreuse de la couche de tuiles.

$$\dot{m} = 0{,}018553 \times \Delta P^{0,5} \tag{5.7}$$

En identifiant les deux équations (5.6) et (5.7), on obtient C_2 qui est le coefficient de résistance inertielle équivalent du milieu poreux.

5.4.2 Effet du vent et distribution de pression sur les rampants

Les études de ventilation par effet du vent sur des obstacles de tailles différentes sont généralement réalisées dans des souffleries. Ces essais permettent d'obtenir des résultats de distribution de pressions très précises et réelles mais ils sont généralement liés à des contraintes de coûts et de dimensions.

La simulation CFD est un autre moyen, de plus en plus utilisé, avec les améliorations des modèles de turbulence et des techniques de maillage. En effet, beaucoup de travaux ont utilisé le code CFD Fluent pour simuler l'écoulement d'air autour de bâtiments de différentes tailles et déterminer la répartition des pressions générées par les forces du vent sur les interfaces du bâtiment [Huang, 2007] [Tamura, 2008] [Costola, 2007] [Wiik, 1997] [Oliveira, 2000]. Richards [Richards, 2008] a étudié expérimentalement la distribution du vent sur le toit d'un cube de 6 m.

Afin d'estimer la distribution de pressions statiques sur les deux rampants d'une toiture, un modèle numérique est réalisé dans le code CFD Fluent. Il est constitué d'un grand volume d'air (6 m suivant x, 3 m suivant y et 3 m suivant z) au milieu duquel est située une petite maison avec une toiture à deux rampants (1,24 m suivant z). Ce modèle simule ainsi une maison placée dans une grande soufflerie et dans laquelle il est possible d'orienter le sens du vent. La maison a une toiture de deux rampants inclinés de 30° ayant les dimensions suivantes ; 1,64 m de longueur et 1,24 m de largeur pour chaque rampant (cf. figure 5.22).

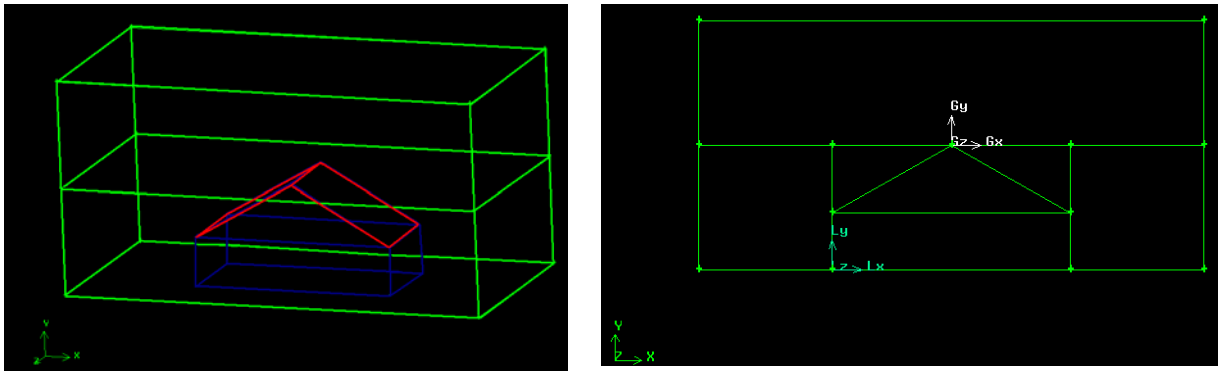


Figure 5.22 – Modèle CFD de distribution de pressions sur les rampants

Un maillage adéquat de la géométrie est réalisé (cf. figure 5.23). En effet, compte tenu des variations de vitesse et de pression près des parois, la résolution près de l'interface de la maison, surtout au niveau des rampants, doit être fine. Le maillage a été vérifié avant d'être adopté ; des résolutions plus fines donnes alors les mêmes résultats numériques.

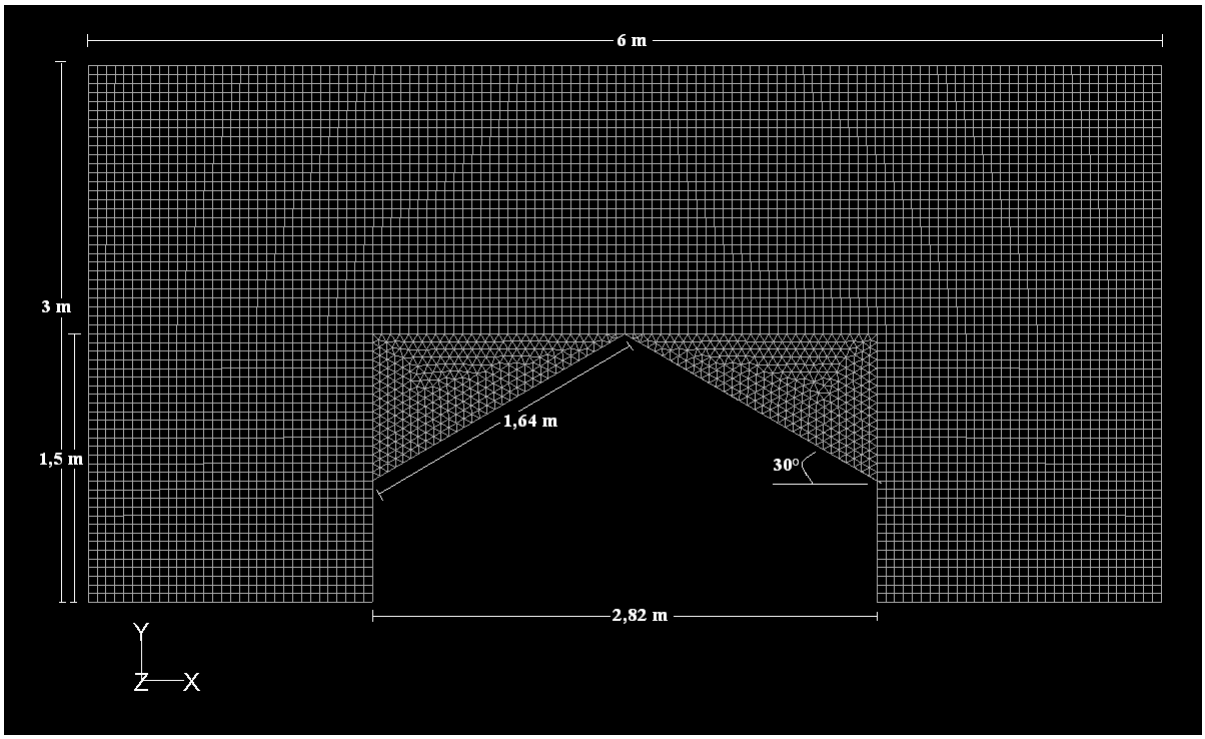


Figure 5.23 – Maillage et dimensionnement de la maison à deux rampants placée dans une soufflerie

Chaque rampant de toiture est divisé en 12 parties afin d'obtenir comme résultats une valeur de pression statique pour chacune des 24 parties étudiées.

On impose comme conditions aux limites à l'entrée du volume d'air (cette entrée varie selon la direction du vent) une vitesse d'entrée et la même valeur à la sortie du volume. Les autres parois du volume d'air sont considérées comme des parois solides.

La vitesse du vent est considérée de 20 km/h ; cette vitesse est la plus représentative des vents moyens en Ile de France. Trois directions possibles du vent dans le plan (x,z) sont étudiées:

- suivant la direction x
- suivant la direction z
- suivant une direction faisant un angle de 45° avec l'axe des x

5.4.2.1 Suivant la direction x

Les résultats de la distribution des pressions statiques sur les deux rampants, positif et négatif, pour un vent de 20 km/h suivant la direction x sont représentés dans le tableau 5.5.

Tableau 5.5 – Distribution des pressions relatives sur les rampants (+ et -) pour un vent de 20 km/h (direction x) (Pa)

2,49	11,19	10,7	5,83	-16,06	-11,58	-7,41	-6,53
2,42	12,76	12,2	6,23	-14,43	-11,87	-3,01	-0,04
2,49	11,19	10,7	5,83	-16,01	-13,18	-7,4	-4,52

Selon cette direction du vent, le tableau 5.5 montre qu'une surpression a lieu sur le rampant face au vent. Une dépression est observée sur le deuxième rampant. Sur la figure 5.24 est représenté le contour de pression statique sur les deux rampants.

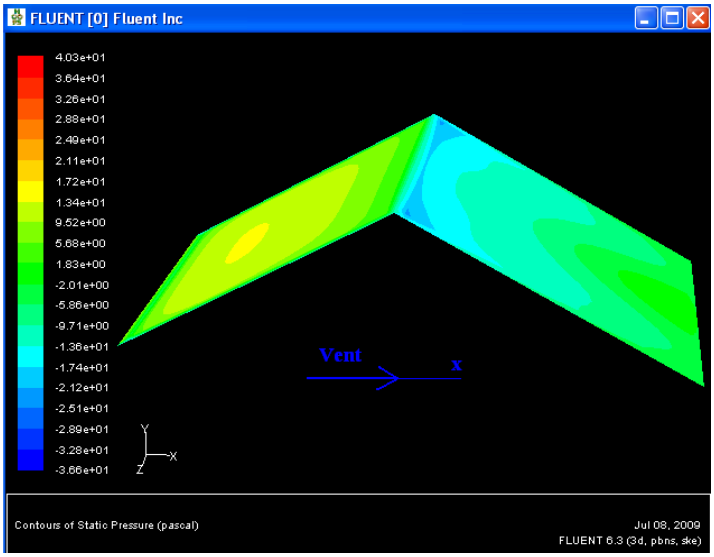


Figure 5.24 – Répartition des pressions statiques sur les deux rampants pour un vent suivant l'axe des x

5.4.2.2 Suivant la direction z

Les résultats de distribution des pressions statiques sur les deux rampants, positif et négatif, pour un vent de 20 km/h suivant la direction z sont représentés dans le tableau 5.6.

Tableau 5.6 – Distribution des pressions relatives sur les rampants (+ et -) pour un vent de 20 km/h (direction z) (Pa)

-19,57	-13,77	-13,9	-11,38	-11,43	-14,02	-13,84	-19,6
-13	-6,67	-5,16	-2,6	-2,62	-5,2	-6,7	-13
-27,8	-26,4	-27,3	-26,5	-14,58	-27,34	-26,4	-27,8

Dans cette configuration, le tableau 5.6 montre que l'ensemble de la toiture est en dépression. L'air entrera par les ouvertures de la lame d'air ventilée. La répartition des pressions statiques sur les deux rampants de la maison est représentée sur la figure 5.25.

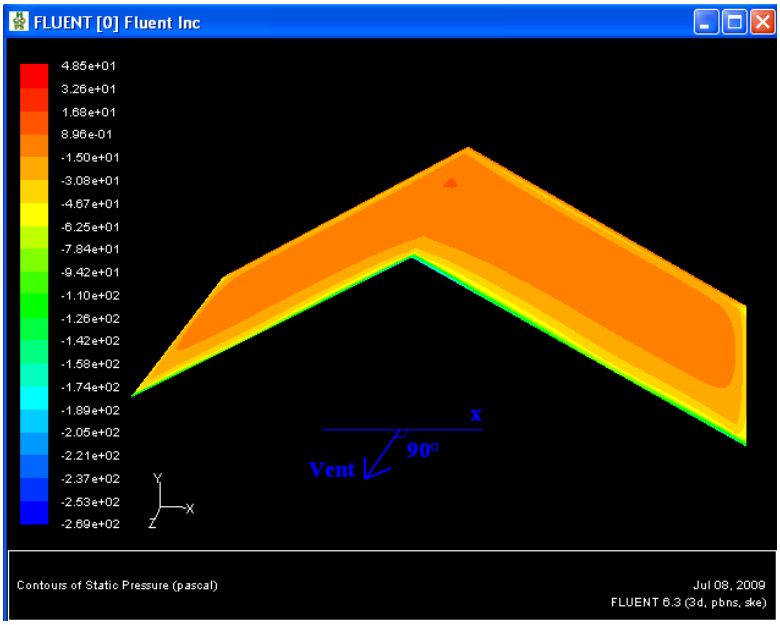


Figure 5.25 – Répartition des pressions statiques sur les deux rampants pour un vent suivant l'axe des z

5.4.2.3 Suivant un angle de 45° avec l'axe des x

Les résultats de distribution des pressions statiques sur les deux rampants, positif et négatif, pour un vent de 20 km/h à 45° entre les deux directions x et z sont représentés dans le tableau 5.7.

Tableau 5.7 – Distribution des pressions relatives sur les rampants (+ et -) pour un vent de 20 km/h (direction de 45° avec x) (Pa)

64,12	55,86	43,81	26,48	-17,67	-16,98	-24,15	-40,9
55,07	43,19	31,65	16,44	-18,9	-7,48	-15,82	-33,32
12,02	0,1	-2,4	-5,45	-34,47	-15,47	-16,35	-24,11

Selon cette direction, la surpression la plus importante est au niveau de l'angle d'attaque. Cette surpression est en valeur absolue la plus importante des trois configurations simulées.

La répartition des pressions statiques sur les deux rampants de la maison pour cette direction de vent est représentée sur la figure 5.26.

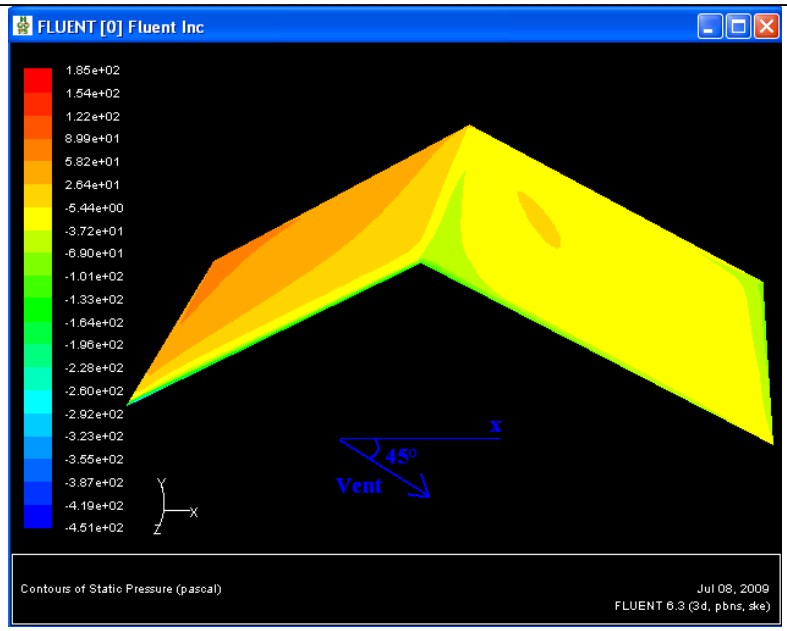


Figure 5.26 – Répartition des pressions statiques sur les deux rampants pour un vent faisant 45° avec l'axe des x

5.4.3 Calcul du débit d'air induit dans la lame d'air ventilée

Après avoir déterminé la répartition des pressions statiques sur les différentes parties constituant les deux rampants de la toiture, une deuxième étude numérique est nécessaire afin de déterminer le débit d'air induit dans la lame d'air ventilée. Cette étude intègre les résultats de pression calculés et la porosité apparente des tuiles.

Le modèle de toiture réalisé dans le code CFD Fluent est formé par les deux rampants d'une toiture inclinée de 30° constitués de la couche poreuse de tuiles (cf. figure 5.27) et de la lame d'air ventilée en dessous. Chaque rampant a une longueur de 1,64 m et une largeur de 1,24 m et est divisé en 12 parties. Sur chaque partie est imposée la pression statique obtenue par simulation numérique. Le volume de tuiles formant la partie supérieure du modèle a une épaisseur de 2 cm et est considéré dans Fluent comme étant un milieu poreux isotrope dont le coefficient de résistance d'inertie a été calculé dans la partie 5.4.1.

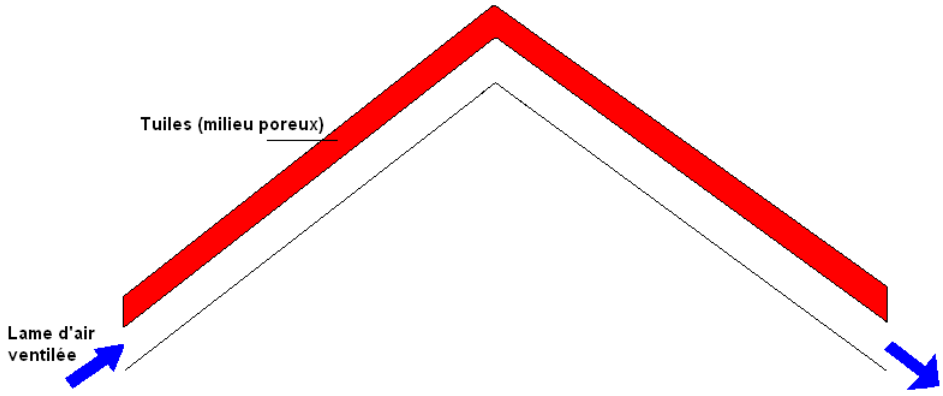


Figure 5.27 – Coupe longitudinale du modèle réalisé représentant les tuiles et la lame d'air ventilée

La lame d'air ventilée au-dessous des tuiles a une épaisseur de 3 cm. A l'entrée et à la sortie de cette lame d'air sont imposées les pressions calculées par le modèle précédent de distribution de pression.

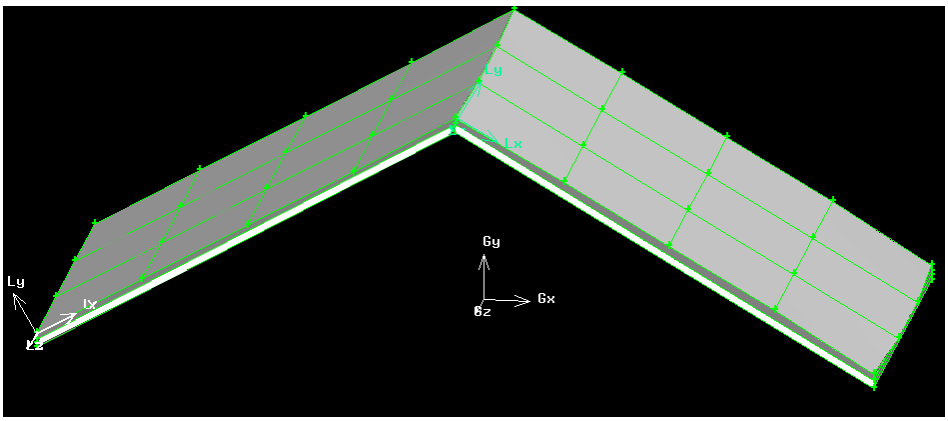


Figure 5.28 – Schéma 3D du modèle numérique

Pour chacune des 3 directions de vent simulées, les pressions retrouvées par le modèle de distribution de pression sont imposés sur les 24 parties, à l'entrée et à la sortie. On retrouve comme sorties les vitesses de l'air au niveau des différentes sections le long de la lame d'air ventilée numérotées de 1 à 15 sur la figure 5.29.

5.4.3.1 Suivant la direction x

Le premier cas étudié représente un vent normal aux rampants. La vitesse de ce vent est de 20 km/h (5,5 m/s).

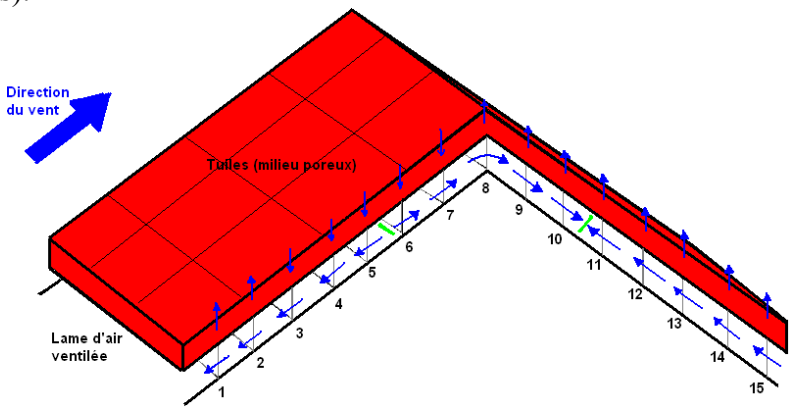


Figure 5.29 – Schéma représentant la direction du mouvement d'air dans le modèle (direction x)

La figure 5.29 montre le profil de vitesses dans la lame d'air ventilée pour une section normale aux rampants au milieu du modèle de toiture. Les flèches de couleur bleue représentent le mouvement d'air dans le milieu poreux et au niveau des différentes sections de la lame d'air.

Les résultats de la figure 5.30 montrent que 61 % de la longueur des deux rampants est sujette à une vitesse d'air supérieure à 0,6 m/s dans la lame d'air pour un vent de 5,5 m/s. Une autre simulation, pour un vent de 11,1 m/s, est effectuée et les résultats sont également représentés sur la figure 5.30.

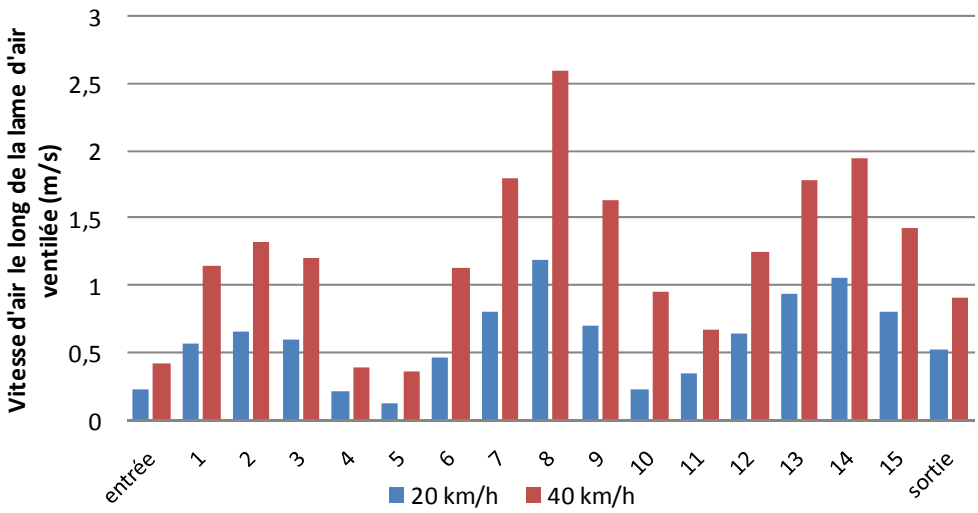


Figure 5.30 – Résultats de vitesses d'air dans les différentes sections de la lame d 'air pour deux intensités de vent (direction x)

Les résultats montrent aussi que la majorité de l'air entre à travers les tuiles et que pour cette configuration, la vitesse de l'air dans la lame d'air ventilée peut atteindre une valeur maximale de 25 % de la vitesse d'air extérieur et une valeur moyenne de 11 %.

5.4.3.2 Suivant la direction z

Pour cette deuxième configuration, la figure 5.31 représente le mouvement d'air dans le milieu poreux et au niveau des différentes sections de la lame d'air. Un maillage plus fin permettrait d'éviter la légère asymétrie.

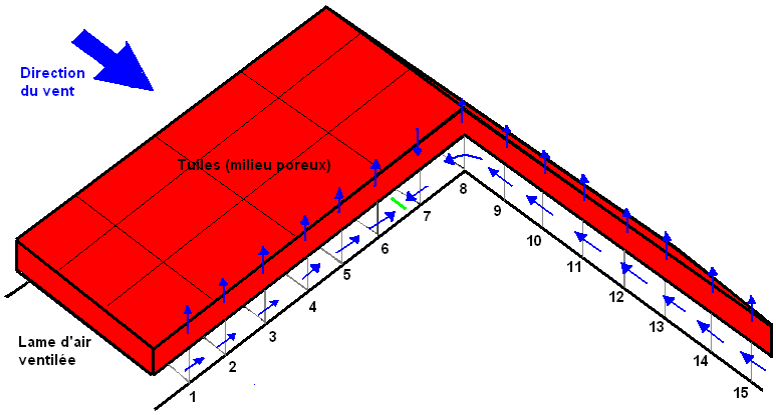


Figure 5.31 – Schéma représentant la direction du mouvement d'air dans le modèle (direction z)

Les résultats de vitesses d'air de la figure 5.32 montrent que 93 % de la longueur de la cavité d'air présente une vitesse supérieure à 0,6 m/s. Pour cette configuration, l'air atteint une vitesse maximale de 50 % la vitesse de l'air extérieur (2,84 m/s) et une vitesse moyenne de 30 %.

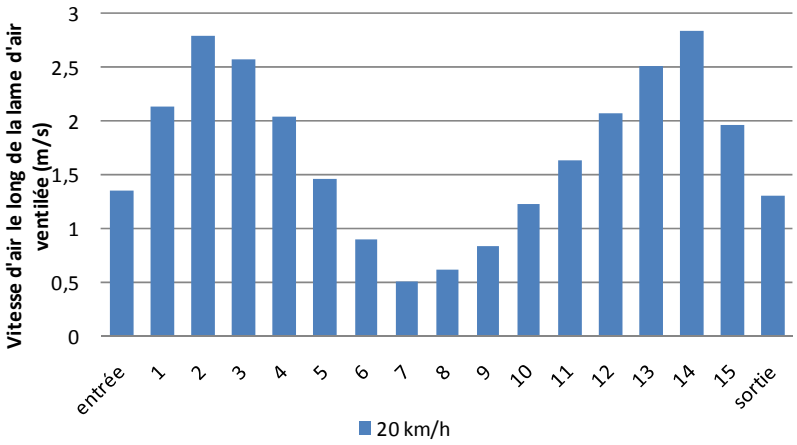


Figure 5.32 – Résultats de vitesses d'air dans les différentes sections de la lame d'air (direction z)

5.4.3.3 Suivant un angle de 45° avec l'axe des x

Pour cette dernière configuration, la distribution de pressions statiques sur les deux rampants donne les résultats de mouvement d'air représentés sur la Figure 5.33.

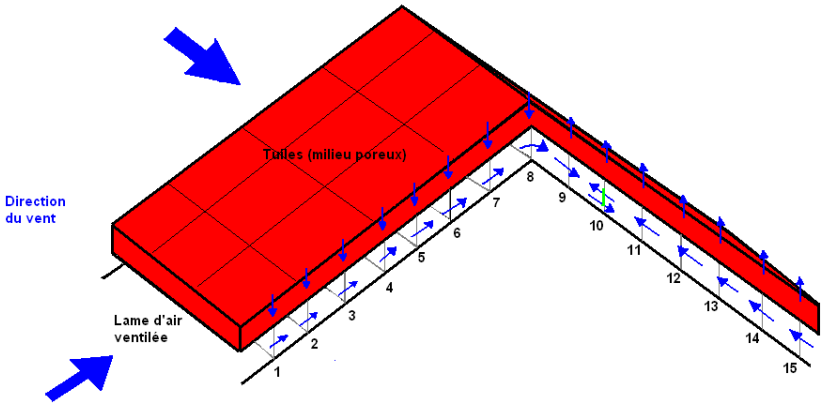


Figure 5.33 – Schéma représentant la direction du mouvement d'air dans le modèle

Les résultats montrent aussi que pour un vent de 20 km/h, l'ensemble de la lame d'air (cf. figure 5.34) présente une vitesse supérieure à 0,6 m/s. L'air induit dans la cavité atteint une vitesse maximale de 55 % par rapport à la vitesse de l'air extérieure et une vitesse moyenne de 33 % de celle ci.

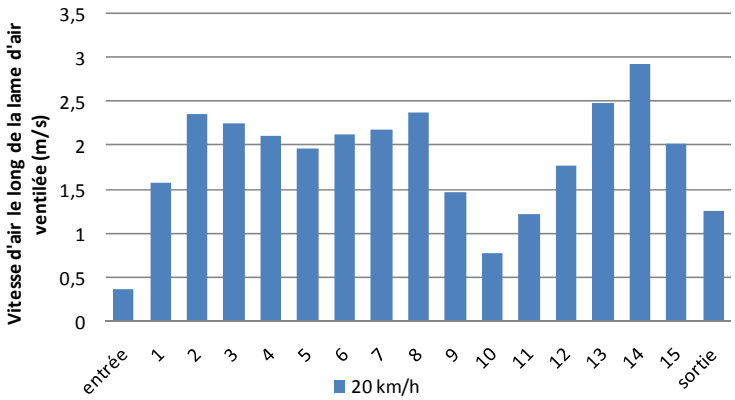


Figure 5.34 – Résultats de vitesses d'air dans les différentes sections de la lame d'air (direction x et z)

L'étude numérique du comportement aéraulique au niveau de la lame d'air ventilée sous l'effet du vent montre donc que les vitesses d'air induites entre la couverture et l'isolation de la toiture ne sont pas négligeables, des valeurs allant jusqu'à 33 % par rapport à la vitesse d'air extérieur peuvent être obtenues. D'autre part, cette étude montre que la porosité de la couche des tuiles engendre des mouvements d'air importants de part et d'autre qui influencent énormément le débit d'air induit dans la lame d'air.

Dans le modèle thermique global et afin d'intégrer les résultats de l'étude numérique pour les trois directions du vent considérées, les deux valeurs extrêmes vont être prises en compte dans le calcul de la vitesse d'air dans la lame d'air ventilée. Cette dernière varie donc selon la direction du vent entre 11 % et 33 % de la vitesse du vent.

5.4.4 Assemblage du modèle de toiture

L'assemblage des phénomènes thermiques ayant lieu dans le rampant de toiture en conditions hivernales est donc réalisé à l'aide de l'outil thermique THERMETTE.

Pour l'échange convectif entre l'ambiance interne du comble et le parement intérieur, la corrélation qui définie le coefficient d'échange superficiel intérieur h_{int} correspond au cas de la convection naturelle sur une plaque inclinée à température uniforme chauffée par le bas, représenté par la corrélation suivante [Sacadura, 1993]:

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1+\left(0.492/Pr\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 , \quad Ra_L = \frac{g\cos(90-\theta)\beta L^3 (T_{int} - T_{PI})}{\upsilon^2}\Pr \tag{5.8}$$

Les propriétés de l'air sont définies à $(T_{int} + T_{PI})/2$

La présence du vent influence le coefficient d'échange superficiel extérieur h_{ext}. Le cas d'une convection forcée turbulente sur une plaque inclinée à température uniforme est donc considéré [ElKhoury, 2003]. Les propriétés de l'air sont déterminées pour $(T_{ext}+T_{PE})/2$

$$Nu_L = \left(0.037 Re_L^{4/5} - 871\right) Pr^{1/3}, \quad \mathrm{Re}_L = \frac{V_{vent} \times L}{\upsilon} \tag{5.9}$$

La convection forcée turbulente présente dans la lame d'air ventilée est représentée par la corrélation de Dittus-Boelter [ElKhoury, 2003]. Le coefficient d'échange convectif h_v est donc défini d'après l'équation suivante

$$Nu_L = 0{,}023\,\mathrm{Re}_L^{\,0,8} Pr^{0,4}, \quad \mathrm{Re}_L = \frac{f \times V_{vent} \times D_h}{\upsilon} \tag{5.10}$$

La longueur caractéristique définie dans le nombre de Reynolds de l'équation 5.10 est le diamètre hydraulique D_h du canal formé par la lame d'air.

Les différentes valeurs par défaut du modèle de rampant en période hivernale sont représentées dans le tableau 5.8.

Tableau 5.8 – Paramètres, valeurs par défaut et sorties du modèle de toiture en période hivernale

Paramètres	Symboles	Valeur par défaut
Température ambiante	T_a	10 °C
Température interne	T_{int}	19 °C
Coefficient d'échange superficiel extérieur	h_{ext}	…
Coefficient d'échange superficiel intérieur	h_{int}	…
Longueur du rampant	L	3 m
Epaisseur de la lame d'air ventilée	b_1	0,03 m
Hauteur de la section d'ouverture (entrée, sortie)	c	0,02 m
Epaisseur de la lame d'air non ventilée	b_2	0,02 m
Angle d'inclinaison	angle	30°
Vitesse du vent	v_{vent}	5,5 m/s
Facteur de réduction de la vitesse d'air	f	11 %
Résistance thermique PMR	R_{PMR}	0,4 m^2.K/W
Résistance thermique Laine Minérale	R_{LM}	3,2 m^2.K/W
Lame d'air ventilée		**Sortie**
Débit d'air induit	m	…
Température moyenne de la surface chaude supérieure	T_h	coefficient d'échange convectif (h_v)
Température moyenne de la surface froide inférieure	T_c	
Température moyenne de l'air	$T_{air,m}$	
Nombre de Rayleigh se basant sur b1	Ra_{b1}	
Lame d'air non ventilée		**Sortie**
Température moyenne de la surface chaude supérieure	T_j	Coefficient d'échange convectif (h_{nv})*
Température moyenne de la surface froide inférieure	T_k	
Nombre de Rayleigh se basant sur b2	Ra_{b2}	
Sorties du modèle		
Température sur la surface extérieure du PMR	T_{PMR}	…
Température sur la surface intérieure du PI	T_{PI}	…
Flux thermique sur la surface intérieure du PI	Q_{int}	…
Résistance thermique du complexe	R	…

(*) Paramètres définis en détail dans le chapitre 2 par l'équation (2.20)

La performance thermique du système de toiture modélisé en période hivernale, sans ensoleillement, est exprimée par la résistance thermique du complexe formé par le système fermé (PMR, lame d'air non ventilée et laine minérale). Pour cela, les températures de part et d'autre de ce complexe sont calculées ainsi que le flux thermique en provenance de l'ambiance interne pénétrant le système par le biais du parement intérieur. La résistance thermique du système fermé est donc calculée d'après l'équation suivante :

$$R_{th}\ (m^2.K/W) = S_{complexe} \times (T_{PI}-T_{PMR}) / Q_{int} \qquad (5.11)$$

avec $S_{complexe}$ la surface du rampant de 0,6 m de largeur et 3 m de longueur (m^2), T_{PI} la température moyenne de la surface interne du parement intérieur (K), T_{PMR} la température de la surface externe du PMR (K) et Q_{int} le flux sortant du parement intérieur (W).

Les résultats du cas de référence sont représentés dans le tableau 5.9. Le flux sortant de l'ambiance interne est calculé ainsi que les températures de part et d'autre du système de rampant fermé (sans prendre en compte la lame d'air ventilée). Les coefficients d'échanges convectifs superficiels, à l'intérieur des deux lames d'air adjacentes au PMR sont également donnés. Le modèle permettant de calculer Q_{int}, comme dans le cas de l'été, intègre les transferts radiatifs dans les lames d'air.

Tableau 5.9 – Résultats du modèle de toiture

	Cas référence
Q_{int} (W)	3,81
T(PMR) (K)	283,2
T (PI) (K)	291,2
h_{ext} (W/m^2.K)	12,8
h_{int} (W/m^2.K)	1,4
h_{nv} (W/m^2.K)	1,3
h_v (W/m^2.K)	21
m (Kg/s)	0,013
R_{th} (m^2.K/W)	3,8

5.4.5 Etude paramétrique

Une étude paramétrique est réalisée sur le rampant de toiture modélisé précédemment en conditions hivernales en faisant varier plusieurs paramètres. En effet, les paramètres qui pourraient avoir un impact sur la performance thermique du rampant sont la résistance thermique de l'isolation en sous-face du PMR, l'émissivité du PMR, la température ambiante et la vitesse d'air dans la lame d'air ventilée.

5.4.5.1 Impact de la résistance thermique

Afin d'étudier l'impact de l'isolation du rampant en sous-face du PMR sur les performances thermiques, la résistance thermique de la laine minérale en contact avec la lame d'air non ventilée varie de 0 à 5 m^2.K/W. Les résultats de cette étude paramétrique montrent que plus l'isolation en sous-face du PMR augmente, plus la température sur la surface extérieure du PMR s'approche de la température ambiante. Mais pour tous les niveaux d'isolation, l'écart entre les deux températures reste toujours inférieur à 1 K.

La figure 5.35 représente la variation de la résistance thermique du complexe en fonction de la résistance thermique de la laine minérale. Les résultats montrent que la résistance du complexe varie linéairement avec la résistance thermique de l'isolation traditionnelle. En l'absence de laine minérale, le complexe formé par la lame d'air non ventilée et le PMR a une résistance thermique de 0,6 m^2.K/W.

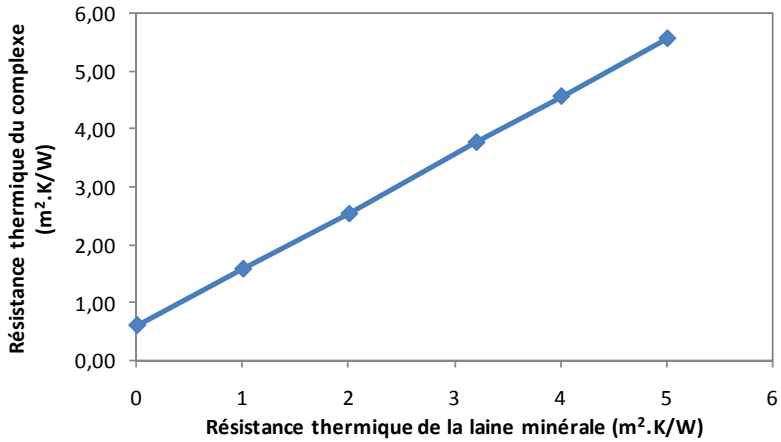


Figure 5.35 – Impact de la variation de la résistance thermique de laine minérale sur la performance thermique de complexe de toiture

D'autre part, en passant d'une résistance thermique de laine minérale nulle à 5 m^2.K/W, l'écart de températures de part et d'autre de la lame d'air non ventilée varie de 1,3 à 0,21 K et la résistance thermique due à la convection naturelle de cette dernière varie respectivement de 0,79 à 0,8 m^2.K/W. Donc l'isolation de laine minérale n'a pas d'impact important sur la résistance thermique globale de la lame d'air non ventilée (convective et radiative) qui est de l'ordre de 0,2 m^2.K/W.

5.4.5.2 Impact de l'émissivité

Pour un complexe ayant une résistance thermique de laine minérale égale à 3,2 m^2.K/W, la résistance thermique du complexe augmente de 1,6 % quand l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR passe de 0,9 à 0,01. Sans laine minérale, cette dernière augmente de 13,4 %. L'impact de l'émissivité est donc plus important quand la résistance en sous-face du PMR est faible. Par contre, pour les deux niveaux d'isolation étudiés, l'impact de l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR s'est avéré moins important que dans le cas des conditions chaudes ensoleillées.

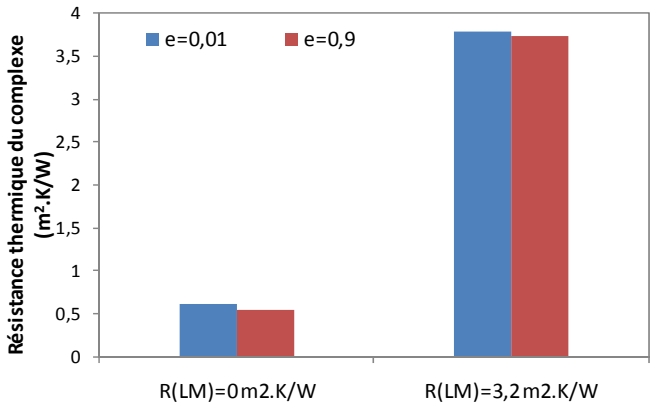


Figure 5.36 – Résistance thermique du complexe pour deux émissivités différentes du PMR et deux niveaux d'isolation

5.4.5.3 Impact de la température ambiante

Les résultats de la figure 5.37 montrent que la température ambiante n'influence pas la performance thermique du complexe. Pour une température externe variant de -10 °C à 15 °C, la résistance thermique du complexe reste la même. En effet, plus la température extérieure diminue, plus l'écart de températures de part et d'autre du complexe augmente, plus le flux passant augmente. La résistance thermique obtenue d'après l'équation 5.11 garde alors la même valeur.

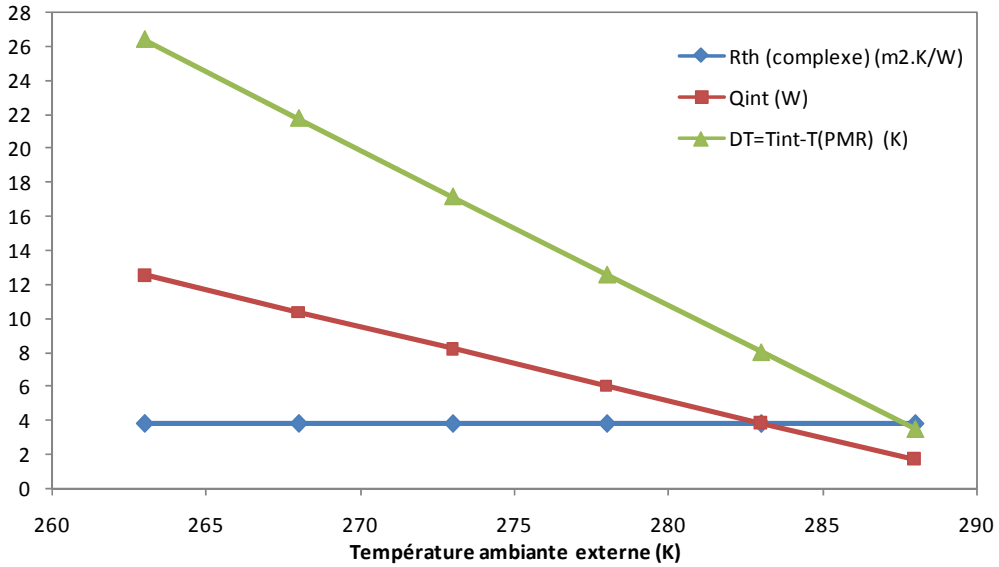


Figure 5.37 – Variation du flux, de l'écart de température et de la résistance thermique du complexe en fonction de la température extérieure

5.4.5.4 Impact de la vitesse du vent

Les résultats obtenus après la variation de la vitesse du vent montrent que ce facteur n'intervient pas dans la détermination de la performance thermique du complexe de rampant. En effet, en faisant varier la vitesse du vent de 5 à 17 m/s, la résistance thermique du complexe reste la même et ceci pour n'importe quel degré d'isolation du rampant.

5.4.6 Conclusions

Le modèle de rampant de toiture intégrant un PMR et des lames d'air a été modélisé en période hivernale à l'aide de l'outil thermique 0D/1D THERMETTE.

Le débit d'air dans la lame d'air ventilée a été estimé grâce à des simulations numériques réalisées à l'aide d'un outil CFD. Le modèle numérique ainsi réalisé a pris en considération d'une part l'impact de la force et de la direction du vent sur la répartition des pressions sur les rampants de la toiture et d'autre part l'impact de la perméabilité des tuiles évaluée grâce à une étude expérimentale. Les résultats du modèle numérique ont permis de calculer la vitesse d'air dans la lame d'air ventilée en fonction de la vitesse du vent pour les différentes directions considérées.

Les résultats de cette étude ont montré que les vitesses d'air induites dans la lame d'air ventilée ne sont pas négligeables, des valeurs allant jusqu'à 33 % de la vitesse d'air extérieur peuvent être obtenues. D'autre part, cette étude a montré que la porosité de la couche des tuiles engendre des mouvements d'air importants de part et d'autre qui influencent énormément le débit d'air induit dans la lame d'air.

Après assemblage des modèles conductif, radiatif et convectif, les résultats du modèle thermique global ont montré que la vitesse d'air, la température ambiante, l'inclinaison du rampant et l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR n'ont pas un impact significatif sur la résistance thermique du système fermé du modèle de toiture réalisé. Seule la résistance thermique en sous-face du PMR est importante dans la détermination du niveau d'isolation du complexe de rampant.

5.5 Conclusions

Grâce à cette étude, l'impact des lames d'air et des faces réfléchissantes du PMR sur les performances thermiques d'un rampant de toiture a été évalué pour deux conditions climatiques extrêmes. En effet, en période estivale, la présence de la lame d'air ventilée adjacente à la face supérieure du PMR s'est avérée importante dans la détermination du facteur de transmission solaire de la toiture et du confort d'été. Par contre, les résultats en période hivernale ont montré que cette lame d'air n'a pas un impact important sur la définition des performances thermiques du rampant du fait des vitesses d'air non négligeables dans cette lame d'air en cas de vent. D'autre part, la lame d'air non ventilée, ménagée du côté interne du PMR, a un impact moindre, elle profite de la deuxième face réfléchissante du PMR et augmente légèrement le niveau d'isolation en sous-face du PMR.

Pour la période estivale, en l'absence de vent important, le flux solaire est le moteur de l'effet thermosiphon qui induit l'air dans la lame d'air ouverte. Le modèle thermique global en période chaude ensoleillée a montré que le facteur de transmission solaire du système de toiture est essentiellement fonction du niveau d'isolation de la toiture et de l'émissivité des faces réfléchissantes du PMR. Le rayonnement solaire incident, la température ambiante de l'air et l'inclinaison du rampant ont un impact mais qui est moins important.

Les résultats de la modélisation ont montré également que l'isolation du rampant avec un PMR et une lame d'air non ventilée uniquement n'est pas suffisante pour atteindre les nouvelles exigences règlementaires, même si l'émissivité des faces du PMR est très faible et le flux solaire incident important. Donc l'existence du thermosiphon n'est pas suffisante pour assurer un confort d'été dans les combles aménagés. Il est toujours nécessaire d'ajouter une certaine épaisseur minimale d'isolant traditionnel, par exemple 20 mm de laine minérale pour le cas de référence étudié.

Pour la période hivernale, le vent et la perméabilité des tuiles à l'air sont les principaux moteurs de l'écoulement d'air dans la lame d'air ventilée. Pour cela, la porosité apparente d'un assemblage de tuiles classiques a été évaluée grâce à un banc d'essais spécifique. Deux modèles numériques ont été réalisés à l'aide du code CFD Fluent, ils ont permis d'étudier l'impact de la vitesse et de la direction du vent sur la répartition des pressions au niveau des tuiles, à l'entrée et à la sortie de la lame d'air et de calculer le débit d'air induit en fonction de la vitesse du vent.

Le modèle thermique global réalisé en conditions hivernales (températures basses, absence de soleil et présence de vent) a permis de conclure que le principal paramètre qui influence les performances thermiques du système de toiture fermée inférieur à la lame d'air ventilée est l'isolation en sous-face du PMR.

Une épaisseur minimale de 17 cm de laine minérale de 0,04 W/m.K de conductivité thermique est indispensable pour atteindre les exigences règlementaires d'un complexe intégrant un PMR à faces peu émissives et une lame d'air non ventilée de 2 cm d'épaisseur.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

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 et expérimentale. En effet, des travaux de modélisation et d'expérimentation ont été réalisés afin de déterminer l'impact énergétique réel de ces produits une fois intégrés, seuls ou en compléments d'isolation, dans les systèmes de parois et de toitures, en périodes chaude et froide.

Afin de représenter l'échange convectif à l'intérieur des lames d'air étanches, un travail de modélisation numérique a été effectué sur des lames d'air non ventilées de différentes configurations et inclinaisons. Compte tenu du manque de corrélations dans la littérature pour certaines configurations, les simulations numériques détaillées ont permis de proposer des corrélations pour déterminer le coefficient d'échange convectif en fonction de l'angle d'inclinaison, de l'allongement et des écarts de températures.

La présence de la lame d'air ventilée dans les complexes de toiture a suscité une étude particulière sur l'effet thermosiphon en période chaude ensoleillée. En effet, des mesures par PIV ont montré que l'écoulement d'air par effet thermosiphon est fonction de plusieurs paramètres dont le flux incident, l'écart de températures, l'inclinaison, la température ambiante et la géométrie. Afin de proposer une corrélation donnant le débit d'air en fonction de ces différents paramètres, un modèle numérique détaillé a été réalisé et validé par des mesures expérimentales. Une corrélation issue de la littérature concernant les échanges convectifs entre l'air et les deux plaques, supérieure et inférieure, de la lame d'air a été également adaptée à la géométrie étudiée par un recours aux résultats numériques.

La modélisation complète des parois complexes, verticales et inclinées, intégrant un PMR adjacent à une lame d'air, a été validée par des mesures à la boîte chaude calibrée. Les résultats convergent vers les mêmes ordres de grandeurs ci-après.

- Les résultats ont également montré qu'une lame d'air non ventilée adjacente à un film réfléchissant est responsable, selon le cas, de 35 à 85 % de la résistance thermique totale de la paroi. Cette large contribution mène à d'importantes variations dans la résistance thermique globale puisque la résistance thermique de la lame d'air décroit rapidement en fonction de sa perméabilité à l'air, de la détérioration de l'émissivité des faces du PMR, de l'écart de températures, donc des échanges convectifs dus aux mouvements d'air et enfin du sens du flux traversant.

- Selon le modèle numérique, une paroi, isolée avec un PMR et deux lames d'air non ventilées (épaisseur totale de 6 cm), peut atteindre dans les conditions de mise en œuvre et de fonctionnement optimales une résistance thermique globale maximale de 2 m^2.K/W. Il serait intéressant de valider ce résultat par des mesures.

En période estivale, la modélisation d'un rampant de toiture intégrant un PMR posé en écran de sous-toiture et une lame d'air ventilée a montré que les facteurs importants pour la détermination du facteur de transmission solaire du système d'isolation de toiture sont le niveau d'isolation en sous-face du PMR et l'émissivité des faces réfléchissantes. L'étude

paramétrique réalisée a également montré l'influence moins importante du rayonnement incident, de la température ambiante et de l'inclinaison du rampant. Par contre, une étude paramétrique sur les deux paramètres importants montre que l'épaisseur de l'isolant traditionnel joue un rôle plus important que les faces réfléchissantes à très faible émissivité. Par ailleurs, bien que la lame d'air ventilée soit très efficace en période ensoleillée, les résultats de la modélisation ont montré que l'isolation du rampant avec un PMR et une lame d'air non ventilée uniquement n'est pas suffisante pour atteindre les nouvelles exigences règlementaires en confort d'été.

La modélisation du même rampant de toiture a été réalisée en période hivernale. L'écoulement d'air dans la lame ventilée étant généré par l'impact du vent et la perméabilité des tuiles à l'air, un dispositif expérimental a été réalisé afin de déterminer les propriétés poreuses de l'assemblage de tuiles et un modèle numérique a été développé pour déterminer la répartition des pressions sur les rampants. La vitesse d'air dans la lame d'air ventilée en fonction de la vitesse du vent est déterminée. Cette vitesse est non négligeable (de 11 % à 33 % de la vitesse du vent) et la conséquence est une condition aux limites de type convection forcée à la température extérieure au niveau du complexe de toiture sous la couverture. Une étude paramétrique sur l'ensemble du modèle thermique a permis de définir le facteur prépondérant dans la détermination de la performance thermique du rampant et qui est le niveau d'isolation en sous-face du PMR. Le modèle thermique a également montré qu'il serait impossible de satisfaire les contraintes réglementaires en isolant uniquement avec du PMR.

En conclusion, ce travail a montré que la résistance thermique de l'enveloppe des bâtiments intégrant un PMR et des lames d'air est étroitement liée à la mise en œuvre du complexe, aux caractéristiques intrinsèques utiles du PMR et aux conditions climatiques. La modélisation basée sur les lois de la thermique permet de représenter le comportement des PMR de manière satisfaisante. 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 et de toitures incluant des PMR dans un outil de modélisation du bâtiment (par exemple COMFIE) afin d'évaluer l'impact de ces matériaux sur la consommation énergétique. Pour cela, il faudrait tout d'abord présenter un cas de référence, par exemple une maison individuelle mal isolée, ensuite étudier l'impact de l'intégration des PMR comme isolation, puis comme complément d'isolation à un matériau traditionnel, sur la consommation annuelle de chauffage et le confort d'été.

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.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Chapitre 1

[ASTM] ASTM C1224-01: Standard Specification for Reflective Insulation for Building Applications

[BMTRADA, 2005] BM TRADA Certification Ltd Registration Certificate, Building Insulation products, Certificate Number 0101, ACTIS SA, 2005

[BRE, 2005] T.I Ward, S.M. Doran, The thermal performance of multi-foil insulation, BRE Scotland, july 2005

[CSTB, 2007] Rapport d'avancement d'étude du CSTB, Projet Prébat, Méthode d'évaluation des performances thermiques des produits réfléchissants (été, hiver), 13 juin 2007

[CSTC, 2004] G. Flamant, P. Wouters, D. L'heureux, Etude des performances thermiques initiales de produits minces réfléchissants, Rapport final, Décembre 2004

[CSTC, 2006] Rapport CSTC n°9, Performances thermiques initiales de prduits minces réfléchissants, 2006

[DTU, 40] DTU 40.21, Travaux de bâtiment, Couverture en tuiles de terre cuite à emboîtement ou à glissement à relief, NF P31-202-1/A2, Aout 2006

[EN10211] NF EN ISO 10211: Ponts thermiques dans les bâtiments – Calcul des températures superficielles et des flux thermiques

[EN12664] NF EN 12664 et NF EN 12667: Matériaux pour le bâtiment – Détermination de la résistance thermique par la méthode de la plaque chaude gardée et la méthode fluxmétrique

[EN12898] EN 12898: « Verre dans la construction – Détermination de l'émissivité »

[EN15099] EN 15099: Thermal performance of windows, doors and shading devices – Detailed calculation

[EN673] EN 673: Glass in building- Determination of thermal transmittance (U-value) – Calculation method

[EN6946] NF EN ISO 6946: Composants et éléments du bâtiment – Résistance thermique et coefficient de transmission thermique – Méthode de calcul

[EN8990] NF EN ISO 8990: Composants de bâtiments et éléments de construction – Détermination des propriétés de transmission thermique en régime stationnaire – Méthode de la boîte chaude gardée et de la boîte chaude calibrée

[GS20] GROUPE SPECIALISE n°20, Produits et Procédés Spéciaux d'Isolation, Commission chargée de formuler des avis techniques sur des procédés, matériaux, éléments ou équipements utilisés dans la construction, version n°4, 12 décembre 2007

[Hollingsworth, 1983] Jr.M. Hollingsworth, Experimental determination of the thermal resistance of reflective insulations, ASHRAE transactions, Vol. 89-1B: 598-578, 1983

[LET, 2007] F. Penot, Rapport d'avancement d'étude, Projet Prébat, Résistance thermique des parois intégrant des produits minces réfléchissants, 13 juin 2007

[Miller, 1990] R.G. Miller, Oscar, F. Sciface, W.P. Goss, Methods for determining the thermal performance of reflective insulation systems, Insulation materials, Testing and applications, ASTM STP 1030, Philadelphia, American society of testing materials, pp 378-396, 1990

[Miranville, 2002] F. Miranville, Contribution à l'étude des parois complexes en physique du batiment: Modélisation, Expérimentation et Validation expérimentale de complexes de toitures incluant des produits minces réfléchissants en climat tropical humide, thèse Sci.: Université de la Réunion, 2002

[NPL, 2004] NPL Test Report, Measurement of the thermal resistance of an air cavity insulated with ACTIS TRI-ISO SUPER 9, Reference PP31/E04060280, 13 August 2004

[NPL, 2007] R. Williams, G. Ballard, Evaluation of the thermal performance of insulation, NPL Report Mat 8, Industry and Innovation Division, December 2007

[Th-U] Règles Th-U, version 2007 : Application de la réglementation thermique RT 2005, Fascicule 4 : Parois opaques

[Yarbrough, 1982] D.W. Yarbrough, S.G. Kim, Thermal resistance of reflective insulation installed in a simulated wall cavity, Proceedings of the ASHRAE/DOE conference on the thermal performance of the exterior envelopes of buildings II, Las Vegas, pp 204-220, 1982

Chapitre 2

[Adjlout, 2002] L.Adjlout, O. Imine, A. Azzi, M. Belkadi, Laminar natural convection in an inclined cavity with a wavy wall, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 2141-2152

[Arnold, 1976] J.N. Arnold, I. Catton, D.K. Edwards, Experimental investigation of natural convection in inclined rectangular regions of differing aspect ratios, Journal of Heat Transfer, Vol. 98, 1976, 67-71

[Bairi, 2007] A. Bairi, N. Laraqi, J.M. Garcia de Maria, Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelipipedic cavities for large Rayleigh numbers, Experimental Thermal and Ffluid Science 31 (2007) 309-324

[Batchelor, 1954] G.K. Batchelor, Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures, Quart. Appl. Math. XII (1954) 209-233

[Bejan, 1993] A. Bejan, Heat Transfer, Wiley, New York, 1993

[Ben Nasr, 2006] K. Ben Nasr, R. Chouikh, C. Kerkeni, A. Guizani, Numerical study of the natural convection in cavity heated from the corner and cooled from the ceiling, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 772-775

[Benkhalifa thèse, 2006] A. Benkhalifa, Contribution à l'étude expérimentale des bifurcations de convection naturelle dans une cavité en air différentiellement chauffée : Influence de l'inclinaison, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, Février 2006

[Benkhalifa, 2005] A. Benkhalifa, F. Penot, Etude expérimentale des mouvements de convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée inclinée, Influence de l'inclinaison, 12èmes Journées Internationales de Thermique, 2005

[Benkhalifa, 2006] A. Benkhalifa, F. Penot, Sur la convection de Rayleigh-Bénard turbulente: Caractérisation dynamique par PIV, Revue des Energies Renouvelables Vol. 9, No. 4, 341-354, 2006

[Bergholz, 1978] R.F. Bergholz, Instability of steady natural convection in a vertical fluid layer, J. Fluid Mech. 84 (4) (1978) 743-768

[Buscalioni, 1998] 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

[Calcagni, 2005] B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini, Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, Applied Thermal Engineering 25 (2005) 2522-2531

[Crunkleton, 2005] D.W. Crunkleton, T.J. Anderson, A numerical study of flow and thermal fields in tilted Rayleigh-Bénard, International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 24-29

[Dubois, 1978] M. Dubois, P. Bergé, Experimental Study of the velocity field in Rayleigh-Benard convection, J. Fluid Mech., Vol. 85, 641-653, 1978

[Dubos, 2005] S. Dubos, Simulation des grandes échelles d'écoulements turbulents supersoniques, thèse soutenue le 20 septembre 2005, Institut National des Sciences Appliquées de Rouen

[Eckert, 1961] 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)

[ElSherbiny, 1980] S.M ElSherbiny, Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers, Ph.D. thesis, University of Waterloo, Canada, 1980

[ElSherbiny, 1982] S.M. ElSherbiny, G.D. Raithby, K.G.T Hollands, Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers, J. Heat Transfer 104 (1982) 96-102

[ElSherbiny, 1996] S.M. ElSherbiny, Free convection in inclined air layers heated from above, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No.18, 3925-3930, 1996

[EN 673, 1997] EN 673, Glass in building: Determination of Thermal Transmittance (U value): Calculation Method, European Committee for Standardization, Brussels, 1997

[Hollands, 1976] K.G.T Hollands, T.E Unny, G.D Raithby, L. Konicek, Free convection heat transfer across inclined air layers, Journal of Heat Transfer, 98, pp. 189-193, 1976

[ISO 15099, 2003] ISO 15099, Thermal performance of windows, doors and shading devices – Detailed calculation, 2003

[Jakob, 1964] M. Jakob, Free heat convection through enclosed plane gas layers, J. Heat Transfer 68, 189-193 (1964)

[Krishnamutri, 1973] R. Krishnamutri, Some further studies on the transition to turbulent convection, J. Fluid Mech., Vol. 60, 285-303, 1973

[Kunnen, 2009] R.P.J Kunnen, B.J. Geurts, H.J.H Clercx, Turbulence statistics and energy budget in rotating Rayleigh-Bénard convection, European Journal of Mechanics B/Fluids, 2009, doi: 10.1016/j.euromechflu.2009.01.003

[Lee, 1983] Y. Lee, S.A. Korpela, Multicellular natural convection in a vertical slot, Journal of Fluid Mechanics 126 (1983) 91-121

[Manz, 2003] H. Manz, Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements, Energy and Buildings 35 (2003) 305-311

[Mc Laughlin, 1982] J.B. Mc Laughlin, S.A. Orszag, Transition from periodic to chaotic thermal convection, J. Fluid Mech., Vol. 122, 123-142, 1982

[Mergui, 1996] S. Mergui, F. Penot, Convection naturelle en cavité carrée différentiellement chauffée : investigation expérimentale à Ra=1.69 x 10^9, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 39, No.3, 563-574, 1996

[Muneer, 1996] T. Muneer, B. Han, Simplified analysis for free convection in enclosures – Application to an industrial problem, Energy Convers. Mgmt Vol. 37, No. 9, 1463-1467, 1996

[Newell, 11969] M.E. Newell, F.W. Schmidt, Heat transfer laminar natural convection within rectangular enclosures, ASME Paper No. 69-HT-42 (1969)

[Oliveski, 2008] R.C. Oliveski, M.H. Macagnan, J.B. Copetti, Entropy generation and natural convection in rectangular cavities, Applied Thermal Engineering

[Pallares, 2002] J. Pallares, I. Cuesta, F.X. Grau, Laminar and turbulent RRayleigh-Bénard convection in a perfectly conducting cubical cavity, International Journal of Heat and Fluid Flow 23 (2002) 346-358

[Peng, 2001] S. Peng, L. Davidson, Large eddy simulation for turbulent buoyant flow in a contained cavity. Int. J. Heat Mass Transfer 22, 323-331

[Perrin, 2006] L.Perrin, F. Micheli, P. Reulet, P. Millan, Caractérisation dynamique d'un écoulement de convection naturelle en espace confiné par LDV et PIV, Congrés Francophone de Techniques Laser, CFTL 2006, Toulouse, 19-22 septembre 2006

[Rabhi, 2008] M. Rabhi, H. Bouali, A. Mezrhab, Radiation-natural convection heat transfer in inclined rectangular enclosures with multiple partitions, Energy Conversion and Management 49 (2008) 1228-1236

[Salat, 2004] J. Salat, S. Xin, P. Joubert, A. Sergent, F. Penot, P. Le Quéré, Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity, International Journal of Heat and Mass Transfer 25 (2004) 824-832

[Tian, 2000] Y. Tian, T. Karayiannis, Low turbulence natural convection in an air filled square cavity, part I and II. Int. J. Heat Mass Transfer 43, 849-884

[Trias, 2003] F.X. Trias, M. Sria, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva, 2003. DNS of natural convection in a differentially heated cavity: effects of the three-dimensional fructuations. In: Proceedings of the International, Heat and Symposium on Turbulence Mass Transfer 4. Begell House Inc. 409-416

[Wang, 2006] H. Wang, M.S. Hamed, Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to bidirectional temperature gradients, International Journal of Thermal sciences 45 (2006) 782-795

[Wright, 1996] J.L. Wright, A correlation to quantify convective heat transfer between vertical window glazings, ASHRAE Trans; 102 (1) (1996) 940-946

[Wright, 2006] J.L. Wright, H.Jin, K.G.T. Hollands, D. Naylor, Flow visualization of natural convection in a tall, air-filled vertical cavity, International Journal of Heat and Transfer 49 (2006) 889-904

[Yang, 2006] H. Yang, Zuojin Zhu, Numerical simulation of turbulent Rayleigh-Benard convection, International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 184-190

[Yin, 1978] 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

[Zhao, 1997, 2] Y. Zhao, D. Curcija, W.P. Goss, Prediction of the multicellular flow regime of natural convection in fenestration glazing cavities, ASHRAE Transactions: Symposia (1997) 1009-1020

[Zhao, 1997] Y. Zhao, W.P. Goss, D. Curcija, J.P. Power, in: Proceedings of CLIMA 2000 on a New Set of Analytical Correlations for Predicting Convective Heat Transfer in Fenestration Glazing cavities, Brussels, 1997, 305-316

[Zierep, 1982] J. Zierep, H. Oertel Jr., Convective transport and instability phenomena, G. Braun, Karlsruhe, 1982

Chapitre 3

[1] DTU 40.21 – Travaux de bâtiment – Couverture en tuiles de terre cuite à emboîtement ou à glissement à relief – NF P31-202-1/A2, August 2006

[2] W. Elenbaas, Heat dissipation of parallel plates by free convection, Physica, vol. IX, n° 1, pp 2-28, 1942

[3] A. Bouchair, Moving air using stored solar energy. Proceedings of 13TH National Passive Solar Conference, Cambridge, Massachusetts, 1988, 33-38

[4] A. Bouchair, Solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria. Building Service Engineering, Research and Technology 1994, 15(2), pp 81-93

[5] S.A.M Burek, A. Habeb, Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe walls, Energy and Buildings, vol 39, pp 128-135, 2007

[6] Z.D. Chen, P. Bandopadhayay, J. Halldorsson, C. Byrjalsen, P. Heiselberg, Y. Lic, An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux, Build. Environ. 38 (2003) 893-906

[7] A. Dimoudi, A. Androutsopoulos, S. Lykoudis, Summer performance of a ventilated roof component, Energy and Building 38 (2006) 610-617

[8] HB. Awbi, G. Gan, Simulation of solar-induced ventilation. Renewable Energy Technology and The Environment 1992; 4: 2016-30

[9] B. Zamora, A.S. Kaiser, Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation, Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp 762-769, 2009

[10] E.P Sakonidou, T.D Karapantsios, A.I Balouktis, D. Chassapis, Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow, Solar Energy 82 (2008) pp 80-94

[11] D.J Harris, N. Helwig, Solar chimney and building ventilation, Applied Energy 84 (2007), pp 135-146

[12] K.S. Ong, A mathematical model of a solar chimney, Renew. Energ. 28 (2003) 1047-1060

[13] K.A.R Ismail, J.R Henriquez, Simplified model for a ventilated glass window under forced air flow conditions, Applied Thermal Engineering, vol 26, pp 295-302, 2006

[14] Aude Lacena-Neildez, Thèse Modélisation et etude expérimentale des échanges de chaleur dans des composants innovants de batiment industriels, 2000

[15] R. Bassiouny, N.S.A. Koura, An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation, Energy and Buildings 40 (2008) 865-873

[16] G. Gan, S.B. Riffat, A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery, Appl. Therm. Eng. 18 (1998) 1171-1187

[17] A.M Rodrigues, A. Canha de Piedade, A. Lahellec, J.Y Grandpeix, Modelling natural convection in a heated channel for room ventilation, Building and Environment, 35, pp 455-469, 2000

[18] E. Bacharoudis, M.G. Vrachopoulos, M.K. Koukou, D. Margaris, A.E. Filios, S.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 27 (2007) 2266-2275

[19] B. Moshberg, M.Sandberg, Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels, International Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2, pp 287-301, 1998

[20] G. Gan, A parametric study of trombe walls for passive cooling of buildings, Energy Buildings, 1998; 27, pp 37-43

[21] C. Afonso, A. Oliveira, Solar chimneys: simulation and experiment, Energy and Buildings 32 (2000) 71-79

[22] M. Sandberg, Cooling of building integrated photovoltaics by ventilation air. In: Proceedings of HybVent Forum 99, The University of Sydney, Australia, 28 september 1999. P 10-8

[23] H. Fath, Development of a natural draft solar fan for ventilation of greenhouses in hot climates. In t Journal of Solar Energy 1993; 13:237-48

[24] P.I Betts, I.H Bokhari, Experiments on natural convection of air in a tall cavity, In: IAHR workshop on flow modeling, Paris, vol V, 1996, pp 25-26

[25] B. Morrone, A. Campo, O. Manza, Optimum plate separation in vertical parallel plate channels for natural convective flows : incorporation of large spaces at the channel extremes, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 40, No 5, pp 993-1000, 1997

[26] H.B. Awbi, Design consideration for natural ventilated buildings. Renewable Energy 1994;5:1081-90

[27] Dynamic Studio software and Introduction to PIV instrumentation, DantecDynamics GmbH, Publication number: 9040U3625

[28] A. Mitra, T.K. Dutta, D.N. Ghosh, Natural convective heat transfer in water enclosed between pairs of differentially heated plates, Heat Mass Transfer (2008) 45: 187-192

[29] ERG Eckert, WO Carlson, Natural convction in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures, Int J Heat Mass Transfer 2:106-120, 1961

[30] M. Jakob, Heat transfer, vol. 1, Wiley, New York, pp 536-539, 1949

[31] RK MacGregor, AF Emery, Free convection through vertical plane layers-moderate and high Prandtl number fluids. J Heat Transfer 91: 391-403

[32] E.M Sparrow, GM Chrysler, LF Azevedo, Observed flow reversals and measured-predicted Nusselt numbers for natural convection in a one-sided heated vertical channel; J Heat Transfer 106: 325-332

[33] LFA Azevedo, EM Sparrow, Vertical-channel natural convection spanning between the fully-developed limit and the single-plate boundary-layer limit, Int J Heat Mass Transfer 28: 1847-1857

[34] L.F.A Azevedo, E.M. Sparrow, Natural convection in open-ended inclined channels, Journal of heat transfer, vol. 107, pp 893-901, November 1985

[35] A. Guiavarch, B. Peuportier, Photovoltaic collectors efficiency according to their integration in buildings, Solar Energy, vol 80 n°1 pp 65-77, 2006

Chapitre 4

[Haghighat, 2001] F. Haghighat, L. Yin, A.C. Megri, Development and validation of a zonal model: POMA, Building and environment, 2001, vol. 36, n°9, pp. 1039-1047

[MOD] http://www.cep.ensmp.fr/francais/

[Peuportier, 1990] B. Peuportier, I. Blanc-Sommereux, Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings, International Journal of Solar Energy, 1990, vol. 8, pp. 109-120

[Saulnier, 1981] J.B. Saulnier, A. Alexandre, J. Martinet, L'utilisation des logiciels en modélisation thermique. Deux exemples d'application, Revue Générale de Thermique, 1981, n° 230

[Soroka, 1954] W.W. Soroka, Analog methods in computation and simulation, Ed. McGraw Hill, 1954, 390 p.

[THE] http://www.cep.ensmp.fr/francais/

Chapitre 5

[Costola, 2007] D. Costola, M. Alucci, Pressure coefficient simulated by CFD for wind-driven ventilation analysis, Proceedings: Building Simulation 2007

[CSTB, 2007] Rapport d'avancement d'étude du CSTB, Projet Prébat, Méthode d'évaluation des performances thermiques des produits réfléchissants (été, hiver), 13 juin 2007

[DTU 40] DTU 40.21 – Travaux de bâtiment – Couverture en tuiles de terre cuite à emboîtement ou à glissement à relief – NF P31-202-1/A2, August 2006

[Huang, 2007] S. Huang, Q.S. Li, S. Xu, Numerical evaluation of wind effects on a tall steel building by CFD, Journal of Constructional Steel Research 63 (2007) 612-627

[ISO13791] ISO 13791, Performance thermique des bâtiments – Calcul des températures intérieures en été d'un local sans dispositif de refroidissement – Critères généraux et méthodes de calcul, 2004

[Oliveira, 2000] P.J. Oliveira, B.A. Younis, On the prediction of turbulent flows around full-scale buildings, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 86 (2000) 203-220

[Richards, 2008] P.J. Richards, R.P. Hoxey, Wind loads on the roof of a 6 m cube, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 96 (2008) 984-993

[Rieunier, 2009] J.B. Rieunier, B. Zeghondy, J. Gilles, J.M. Alessandrini, Summer comfort in attics : Solar factor and operative temperature, Energy Efficiency and New Approaches, Istanbul Technical University, ISBN 978-975-561-350-5, 2009

[RT 2005] Réglementation thermique 2005, Guide réglementaire, ouvrage de base, CSTB février 2007

[Sacadura, 1993] J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Lavoisier, 1993.

[Tamura, 2008] T. Tamura, K. Nozawa, K. Kondo, AIJ guide for numerical prediction of wind loads on buildings, Journal of Wind engineering and Industrial Aerodynamics 96 (2008) 1974-1984

[Th-S] Th-S, règle d'application, Th-Bat, Th-S, guide réglementaire, ouvrage de base, CSTB février 2007

[Wiik, 1997] T.Wiik, E.W.M. Hansen, The assessment of wind loads on roof overhang of low-rise buildings, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 67&68 (1997) 687-696

ANNEXE 4.1 :

Détail des essais déterminant les pertes des cadres

A.1. Cadre du sandwich A

Quatre essais ont été menés pour 4 écarts de températures afin de déterminer la courbe des pertes thermiques du cadre en polystyrène d'épaisseur 200 mm et de largeur 130 mm et ceci en fonction de l'écart de températures de part et d'autre du cadre. Les résultats sont représentés au tableau A-1

Tableau A-1 : Calcul des pertes thermiques du cadre de 200 mm d'épaisseur

	Mesure1	Mesure 2	Mesure 3	Mesure 4
Flux thermique total de la cellule (W)	31,4	42	51	60
T ambiance externe (°C)	25,1	26,5	27,18	28,5
T intérieure cellule (°C)	37,08	42,5	46,23	50,38
DT (intérieur cellule-ambiance externe) (°C)	11,98	16	19,05	21,88
Pertes cellule (W)	25,44	33,97	40,45	46,46
Flux thermique par la face libre(W)	5,96	8,03	10,55	13,54
Conductivité thermique du polystyrène du cadre (W/m.K)	0,0343	0,0343	0,0343	0,0343
Surface du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832	1,1832	1,1832
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,2	0,2	0,2	0,2
DT sandwich à caractériser (°C)	11,4	14,97	17,7	21
Flux thermique traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	2,31	3,037	3,59	4,26
Pertes thermiques par le cadre en polystyrène de 200 mm d'épaisseur (W)	3,67	5	6,9	9,2
Ecart type	0,44	0,42	0,80	0,45

La courbe des pertes thermiques par le cadre, en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de celui-ci, est représentée en figure A-1.

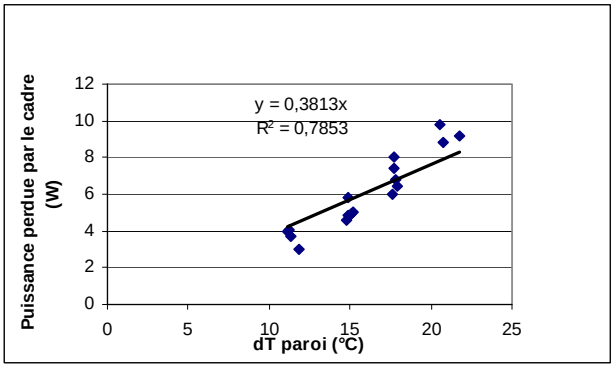


Figure A-1 - Courbe de pertes thermiques du cadre de 200 mm d'épaisseur

A.2. Cadre du sandwich B

Quatre mesures sont réalisées afin de déterminer les pertes thermiques du cadre en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de la face libre de la boîte. Les résultats sont présentés au tableau A-2.

Tableau A-2 : Calcul des pertes thermiques du cadre de 20 mm d'épaisseur

	Mesure1	Mesure2	Mesure 3	Mesure 4
Flux thermique totale de la cellule (W)	30,4	40,8	49,5	70,5
T ambiance externe (°C)	27,1	27,1	27,1	27,2
T intérieure cellule (°C)	34,9	37,9	40,2	46
DT (intérieur cellule-ambiance externe) (°C)	7,8	10,8	13,1	18,8
Pertes cellule (W)	16,8	22,9	27,9	40
Flux thermique par la face libre(W)	13,6	17,9	21,6	30,5
Conductivité thermique du polystyrène du cadre (W/m.K)	0,0363	0,0363	0,0363	0,0363
Surface du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832	1,1832	1,1832
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,02	0,02	0,02	0,02
DT sandwich à caractériser (°C)	6,02	7,98	9,6	13,57
Flux thermique traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	12,9	17,1	20,6	29,1
Pertes thermiques par le cadre en polystyrène de 200 mm d'épaisseur (W)	0,7	0,8	1	1,4
Ecart type	0,19	0,45	0,35	0,4

La courbe des pertes thermiques de ce cadre en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de celui-ci est représentée à la figure A-2.

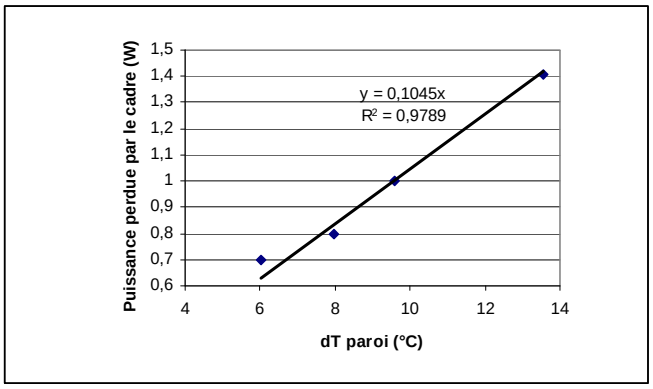


Figure A-2 - Courbe de pertes thermiques du cadre de 20 mm d'épaisseur

A.3. Cadre du sandwich C

Trois mesures sont réalisées afin de déterminer les pertes thermiques du cadre en polystyrène de 40 mm en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de celui-ci. Les résultats sont présentés au tableau A-3.

Tableau A-3 : Calcul des pertes thermiques du cadre de 40 mm d'épaisseur

	Mesure1	Mesure2
Flux thermique totale de la cellule (W)	32,05	39,23
T ambiance externe (°C)	27,26	27,55
T intérieure cellule (°C)	36,35	38,68
DT (intérieur cellule-ambiance externe) (°C)	9,09	11,13
Pertes cellule (W)	20,27	24,81
Flux thermique par la face libre(W)	11,78	14,42
Conductivité thermique du polystyrène du cadre (W/m.K)	0,0347	0,0347
Surface du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,04	0,04
DT sandwich à caractériser (°C)	7,47	9,05
Flux thermique traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	7,67	9,29
Pertes thermiques par le cadre en polystyrène de 200mm d'épaisseur (W)	4,1	5,13
Ecart type	0,28	0,35

La courbe des pertes thermiques de ce cadre en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de celui-ci est représentée à la figure A-3.

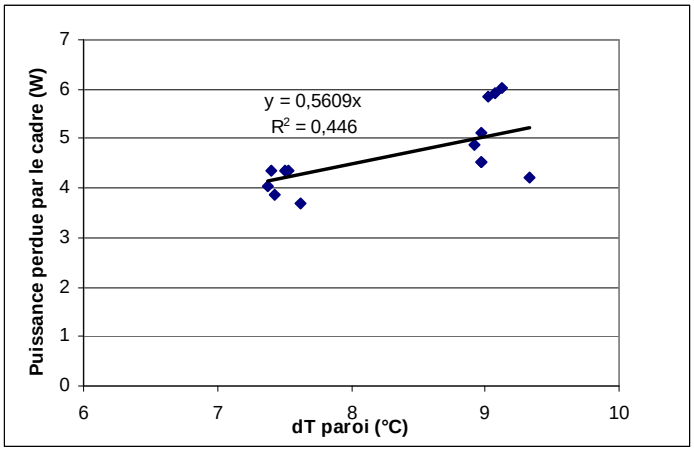


Figure A-3 - Courbe des pertes thermiques du cadre de 40 mm d'épaisseur

A.4. Cadre du sandwich D

Trois mesures sont réalisées afin de déterminer les pertes thermiques du cadre en polystyrène de 6 0mm en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de la face libre de la boîte. Les résultats sont présentés au tableau A-4.

Tableau A-4 : Calcul des pertes thermiques du cadre de 60mm d'épaisseur

	Mesure1	Mesure2	Mesure3	Mesure4
Flux thermique totale de la cellule (W)	31,3	41,17	48,49	61,26
T ambiance externe (°C)	26,63	27,52	28,02	27,85
T intérieure cellule (°C)	36,89	40,9	43,67	47,56
DT (intérieur cellule-ambiance externe) (°C)	10,26	13,38	15,65	19,71
Pertes cellule (W)	21,78	28,41	33,23	41,85
Flux thermique par la face libre(W)	9,52	12,76	15,26	19,41
Conductivité thermique du polystyrène du cadre (W/m.K)	0,0353	0,0353	0,0353	0,0353
Surface du sandwich à caractériser (m^2)	1,1832	1,1832	1,1832	1,1832
Epaisseur du sandwich à caractériser (m)	0,06	0,06	0,06	0,06
DT sandwich à caractériser (°C)	8,65	11,07	13,03	16,49
Flux thermique traversant le centre du sandwich à caractériser (W)	6,02	7,71	9,07	11,48
Pertes thermiques par le cadre en polystyrène de 200 mm d'épaisseur (W)	3,5	5,05	6,19	7,93
Ecart type	0,49	0,4	0,53	0,6

La courbe des pertes thermiques de ce cadre en fonction de l'écart de températures de part et d'autre de celui-ci est représentée à la figure A-4.

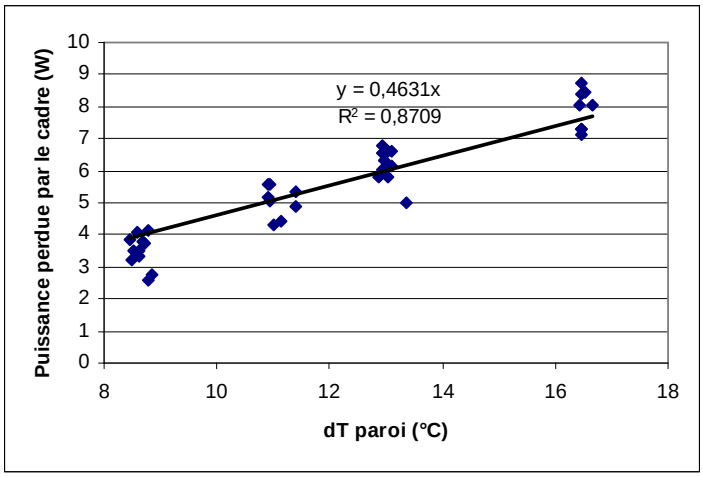


Figure A-4 - Courbe des pertes thermiques du cadre de 60 mm d'épaisseur

EVALUATION DE L'IMPACT DES ISOLANTS MINCES REFLECHISSANTS DANS LE BATIMENT

Résumé
Ce travail met la lumière sur les performances d'une technique d'isolation de l'enveloppe du bâtiment par produits minces réfléchissants (PMR). Cette technique regroupe la performance isolante d'un matériau ainsi que celle d'une lame d'air fermée à la réduction des transferts radiatifs en utilisant une barrière à faible émissivité thermique.

Le marché de ces produits s'est développé rapidement alors qu'ils ne sont pas certifiés et qu'il existe une controverse sur les performances effectives qu'ils peuvent atteindre une fois intégrés dans le bâtiment. L'objectif principal a donc été de réaliser une caractérisation complète de ces produits intégrés dans les parois verticales du bâtiment et les combles, par modélisation et par étude expérimentale, pour obtenir une meilleure connaissance des phénomènes physiques induits par ce type de produits d'isolation.

Un modèle thermique de paroi complexe intégrant un PMR adjacent à une ou deux lames d'air non ventilées a été réalisé. Une étude numérique préliminaire a permis de caractériser l'échange convectif à l'intérieur des lames d'air non ventilées, verticales et inclinées, en fonction de différents paramètres. Les résultats de performances thermiques ont été validés par une étude expérimentale basée sur le principe de la boîte chaude.

Un modèle de rampant de toiture a été également réalisé, il intègre un PMR muni d'une lame d'air non ventilée. Pour la période estivale, la lame d'air ventilée conçue entre les tuiles et le produit réfléchissant a été étudiée par une modélisation numérique et des mesures par PIV. Le facteur de transmission solaire du complexe de rampant a été déterminé en variant plusieurs paramètres. Pour la période hivernale, les performances thermiques ont été calculées en prenant en compte l'effet du vent sur la lame d'air ventilée et la perméabilité des tuiles.

Les résultats ont montré que ces produits, utilisés comme isolation unique, ne répondent pas aux exigences règlementaires. Installés en complément, ils ont l'avantage d'augmenter le confort d'été au niveau des combles aménagés en période ensoleillée.

Mots clés : PMR, convection naturelle, thermosiphon, modèle thermique, CFD, facteur de transmission solaire, systèmes de rampant de toiture

EVALUATION OF THE IMPACT OF THIN REFLECTIVE PRODUCTS INTEGRATED IN THE BUILDING

Abstract
Insulation technique using thin reflecting insulation materials (TRP) join the thermal insulation performance of materials as well as air cavities with the reduction of radiative heat transfer using a barrier with low thermal emissivity.

The use of these materials has spread enormously in the European markets without a valuable evaluation of their real thermal performance once integrated in the building envelop. The main objective was therefore to carry out a complete characterization of these products integrated in vertical walls and roof systems, by modeling and experimental study, to have a better knowledge of the physical phenomena induced by this type of insulation products.

A heat transfer model for a vertical complex wall integrating a TRP adjacent to one or two non-ventilated air layers was realized. A preliminary numerical study characterized the natural convective heat transfer inside the non-ventilated air layers of different dimensions and inclinations. The results of thermal performances were validated by an experimental study based on the principle of the hot box.

A heat transfer model of a complex roof system was developed. For summer conditions, the ventilated air layer built between the tiles and the TRP was studied numerically and through PIV measurements. The heat transmission ratio of the complex was determined by varying several parameters. For winter conditions, the thermal performances of the complex were calculated by taking into account the impact of the wind on the ventilated air layer and the permeability of the tiles.

The results showed that these products, used as a unique insulation, cannot ensure a good level of insulation in conformity with European standards. Installed as a complement of insulation, they have the advantage of increasing the summer comfort in attics in sunny conditions.

Key words : TRP, natural convection, thermosyphon, thermal model, CFD, heat transmission ratio, roof systems

Laboratoire d'accueil :	Centre Energétique et Procédés (CEP) - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris Paris : 60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06
Thèse présentée par :	CHAMI Nada **le :** 19 Octobre 2009
Ecole Doctorale :	N° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »
Discipline :	« Energétique » - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris