

Titre: Application de la CFD pour la prédiction de l'environnement
intérieur d'un bâtiment

Auteur: Mauricio Chavez Yanez

Date: 2007

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Chavez Yanez, M. (2007). Application de la CFD pour la prédiction de
l'environnement intérieur d'un bâtiment [Master's thesis, École Polytechnique de
Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/8037/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/8037/>
PolyPublie URL:

**Directeurs de
recherche:** Marcelo Reggio
Advisors:

Programme: Unspecified
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

APPLICATION DE LA CFD POUR LA PRÉDICTION DE L'ENVIRONNEMENT
INTÉRIEUR D'UN BÂTIMENT

MAURICIO CHAVEZ YANEZ

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)

JUIN 2007



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*
ISBN: 978-0-494-35670-8
Our file *Notre référence*
ISBN: 978-0-494-35670-8

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.


Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

APPLICATION DE LA CFD POUR LA PRÉDICTION DE L'ENVIRONNEMENT
INTÉRIEUR D'UN BÂTIMENT

présenté par: CHAVEZ YANEZ Mauricio

en vue de l'obtention du diplôme de: Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de:

M. VO Huu Duc, Ph.D., président

M. REGGIO Marcelo, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. TRÉPANIÉRIER Jean-Yves, Ph.D., membre

DÉDICACE

A Consuelo, Paloma, Manuel y Emilio

REMERCIEMENTS

Je tiens premièrement à remercier le professeur Marcelo Reggio, mon directeur de recherche, qui m'a accueilli au sein de son équipe de recherche, pour la confiance qu'il m'a témoignée et pour m'avoir soutenu tout au long de ma maîtrise. Ses conseils et son amitié ont été très précieux.

Je souligne ma reconnaissance à M. Juan Abanto, ancien associé de recherche du Département de Génie Mécanique de l'École Polytechnique de Montréal, pour sa inestimable collaboration. Son support technique, ses précieux conseils ont grandement contribué à la réalisation de ce travail.

J'exprime aussi ma gratitude sincère aux professeurs Jean-Yves Trépanier et Huu Duc Vo pour avoir bien voulu participer à ce jury.

Je voudrais remercier également mes collègues et amis de bureau avec qui j'ai partagé une tranche de ma vie et auprès de qui j'ai énormément appris. Merci et bon courage à Sergio, Eddy, Fernando, Tri et Zineddine.

RÉSUMÉ

Dans le domaine de la conception et de la construction des bâtiments, il est important d'employer pendant les premières étapes de la procédure de conception des outils informatiques servant à analyser quantitativement ou qualitativement les diverses alternatives de design. C'est dans ces phases initiales que des décisions importantes sont prises et celles-ci auront une influence profonde sur le comportement du bâtiment en termes de consommation d'énergie ainsi que sur le confort de ses occupants. Il est donc essentiel de répandre l'utilisation des outils de calcul avancé pour assister les concepteurs dans la recherche de solutions performantes concernant ces deux aspects fondamentaux.

Dans cette optique, ce travail présente une méthodologie d'utilisation de programmes de simulation numérique en mécanique de fluides (*computational fluid dynamics*, CFD) dans l'analyse énergétique des bâtiments. La CFD est un outil de calcul largement utilisé dans le domaine aérospatial, les turbomachines et les systèmes électroniques, est maintenant en train de percer dans l'optimisation de la conception architecturale. Les critères d'analyse pour le classement des alternatives de bâtiments sont le confort thermique, la qualité de l'air et la performance énergétique. Les différentes alternatives architecturales sur lesquelles les choix peuvent se porter sont en relation avec, par exemple, la forme et l'orientation du bâtiment, les caractéristiques et l'emplacement des fenêtres et les conditions climatiques locales. La visualisation en trois dimensions, où les résultats sont facilement compréhensibles sous la forme des iso-surfaces, par exemple, est un outil important dans l'analyse de cette phase initiale de la conception des bâtiments.

Pour aborder la problématique, nous présentons de façon séquentielle la simulation par CFD des composants les plus importants dans l'analyse d'un bâtiment. Notamment, il

s'agit du transfert thermique au travers des parois avec la définition du maillage de base, des paramètres de confort des espaces habités et du comportement thermique des fenêtres. Tout le long du travail nous avons regardé avec un intérêt spécial le rayonnement solaire et son influence dans la dynamique thermique des éléments constitutifs du bâtiment.

Finalement, nous présentons une application de simulation numérique à une maison à un étage. Les simulations ont été réalisées en considérant des conditions climatiques d'hiver à Montréal. Les alternatives architecturales sont concentrées sur l'incorporation d'un espace solaire adossé à la maison, aussi connu sous le nom de solarium. Les résultats des simulations sont montrés sous forme de courbes décrivant les tendances obtenues et par des figures incorporant des éléments classiques en visualisation scientifique (lignes de courant, iso-valeurs, etc.)

ABSTRACT

In the field of building and construction design, it is important to employ, during the first stages of the design procedure, data-processing tools to analyze quantitatively or qualitatively the various alternatives of construction. It is in these initial phases that important decisions are made which will have a major influence on the building behaviour in terms of consumption of energy and on the comfort of its occupants. It is thus essential to spread the use of advanced computational tools to attend designers in the disclosure of efficient solutions concerning these two fundamental aspects.

Accordingly, this work presents a methodology on the use of the computational fluids dynamics (CFD) programs in the analysis of buildings environment. The CFD is a computational tool widely used in aerospace science, in aircraft engines and electronic systems, and is now being used in the optimization of architectural design. The criteria of analysis for the classification of the alternatives of buildings are thermal comfort, the quality of the air and the energy performance. The various architectural alternatives which the final design can follow are related to, for example, the shape and the orientation of the building, the characteristics and the site of the windows and the local climatic conditions. Visualization in three dimensions, where the results are easily comprehensible in the form, for example, of iso-values is an appreciable tool in the analysis of this initial phase of building design.

To approach the problem, we present in a sequential simulation method using CFD of the most important components in the analysis of a building. In particular, it is about the thermal transfer of the walls with the definition of the basic grid, the environmental parameters of comfort of habited spaces and the thermal behaviour of the windows. All along this work we looked with special interest to the solar radiation and its influence in the thermal dynamics of the construction elements of the building.

Finally, we present an application of numerical simulation of a one story house. Simulations were carried out considering climatic winter conditions in Montreal. The architectural alternatives are concentrated on the incorporation of a solar space added to the house, known as a solarium. The results of simulations are shown in the form of curves describing the computed tendencies and by figures incorporating of the traditional elements in scientific visualization (flow streaklines, iso-curves, etc)

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	iv
RÉSUMÉ.....	vi
ABSTRACT	viii
TABLE DES MATIÈRES	x
LISTE DES FIGURES	xiii
LISTE DES TABLEAUX.....	xvi
LISTE DES ANNEXES	xvii
LISTE DES ABRÉVIATIONS	xviii
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE I : La CFD dans le bâtiment.....	6
1.1 Bref Historique	6
1.2 Objectifs	11
1.3 Résumé	12
CHAPITRE II : Concepts théoriques de CFD.	13
2.1 Introduction	13
2.2 Équations gouvernantes de la dynamique des fluides.	13
2.3.2 Les équations de Reynolds	15
2.3.3 Les modèles de turbulence	16
2.3.3.1 Le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard	17
2.3.3.2 Le modèle $\kappa - \varepsilon$ /RNG	19

2.4	Résolution numérique.....	20
2.5	Transfert thermique par radiation.....	21
2.5.1	La résolution de l'ETR	21
2.6	CFD et rayonnement solaire	24
2.6.1	Algorithme d'illumination solaire	24
2.7	Résumé	27
CHAPITRE III : Transfert thermique à travers les parois du bâtiment.		28
3.1	Introduction.....	28
3.2	L'influence du maillage sur le coefficient de transfert thermique intérieur, h_i	29
3.3	Le coefficient de transfert thermique extérieur, h_{ext}	35
3.4	Résumé	38
CHAPITRE IV : Confort thermique.....		39
4.1	Introduction.....	39
4.2	Les indices de confort thermique <i>PMV</i> et <i>PPD</i>	40
4.3	Le temps de résidence de l'air, <i>MAA</i>	46
4.4	Résumé	49
5.1	Introduction.....	50
5.2	Modes de transfert thermique dans une fenêtre double.....	51
5.3	Simulation de la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité rectangulaire.	53
5.4	Simulation des effets couplés convection-conduction-radiation dans une fenêtre double pour l'obtention du U-global.	59
5.5	Rayonnement solaire à travers des vitrages.	62
5.6	Résumé.	71
CHAPITRE VI : Effet d'un solarium adossé à une maison.....		72
6.1	Introduction.....	72

6.2 Description de la géométrie et des conditions aux frontières.....	72
6.3 Maillage et considérations numériques.....	77
6.4 Résultats des simulations.....	79
6.5 Résumé.....	92
CONCLUSION.....	93
RÉFÉRENCES.....	97
ANNEXES.....	104

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1: A et B reçoivent la même quantité absolue de rayons (Watts), mais l'aire de A est plus petite de celle de B, l'intensité est alors plus grande (W/m ²)	25
Figure 2.2 : Rayonnement solaire le long de l'année pour Montréal selon modèle d'ASHRAE <i>Fundamentals</i> (2001)	26
Figure 2.3 : Rayonnement solaire pour Montréal (Lat= 45.5°N, Long= 73.5°W) le 21 Janvier.....	27
Figure 3.1: Géométrie et maillage de base (maille de 0.15mx0.15m).....	31
Figure 3.2 : Profil du coefficient de transfert thermique pour une ligne verticale sur la paroi Est et pour différents distances du premier élément à la paroi.....	32
Figure 3.3 : Chambre modifiée avec entrée d'air (4ach)	34
Figure 3.4 : Impacte d'une perturbation d'air sur le coefficient de transfert thermique pour une ligne verticale sur la paroi Est.	35
Figure 4.1: Emplacement expérimental de Zmeureanu (2003).....	44
Figure 4.2 a): Iso-valeur de <i>MRT</i> obtenue avec modèle de radiation DO de Fluent.....	45
Figure 4.2 b): Iso-valeur de <i>PMV</i> obtenue avec l'UDF, Fluent (2001)	45
Figure 4.3 a): Comparaison des valeurs de <i>MRT</i> pour les points A, B et C	46
Figure 4.3: b) : Comparaison des valeurs <i>PMV</i> pour les points A, B et C.....	46
Figure 4.4: Chambre expérimentale de Bartak (2001) et iso-valeur du <i>MAA</i>	48
Figure 4.5: Comparaison des données expérimentales de Bartak (2001) avec les résultats numériques sur trois lignes verticales a différentes distances de l'entrée d'aire; soit $x = 1.13\text{m}$, $x = 2.2\text{m}$, $x = 3.2\text{m}$	49
Figure 5.1 : Schéma des transferts thermiques d'une fenêtre double	52
Figure 5.2 : Cavité remplie avec de l'air. Les parois sont isothermiques est les extrémités adiabatiques.	54
Figure 5.3 : Comparaison des valeurs de <i>Nu</i> provenant des corrélations et numériques pour une cavité 2D avec $A=77$	57

Figure 5.4 : Isovaleurs de température dans l'extrémité supérieure de la cavité pour $Ra=1000, 10000, 100000$	58
Figure 5.5 : Profil de vitesse sur la ligne $H/2$	58
Figure 5.6 : Maillage pour une fenêtre double de 1m x 1m avec un espacement d'air de 13 mm et vitres de 3.125mm d'épaisseur.....	60
Figure 5.7 : Étude du maillage fenêtre double	61
Figure 5.8 : U global d'une fenêtre double pour différents espacements entre les verres	62
Figure 5.9 : Composantes du rayonnement solaire sur une fenêtre	63
Figure 5.10 : Coefficient de Transmittivité, Absorptivité et Réflectivité du verre en fonction de l'angle d'incidence.	66
Figure 5.11 : Model de fenêtre double de 1mx1m et cavité ventilée.....	66
Figure 5.12 : Le rayonnement solaire à travers d'une fenêtre double pour toutes les orientations pour Montréal à midi. B : angle d'élévation solaire, θ : angle d'incidence.....	68
Figure 5.13 : Rayonnement solaire Direct Normale et Diffus pour Montréal le 21 février et l'énergie traversant une fenêtre double orientée plein Sud.	69
Figure 5.14 : Variation mensuelle du rayonnement solaire au travers une fenêtre double (dans un ciel dégagé) pour Montréal	70
Figure 6.1 : Modèle maison unifamiliale standard.....	75
Figure 6.2. Maison et maillage intérieur	76
Figure 6.3 : Maillage du mannequin et chaise	78
Figure 6.4 : Détail intérieur de la pièce de référence (cuisine).	79
Figure 6.5 : Schéma des trois cas étudiés.....	80
Figure 6.6 : Évolution de la tache solaire au long du jour (21 Janvier) pour le cas (c). Les iso valeurs correspondent à l'intensité du rayonnement solaire sur les surfaces en W/m^2	81
Figure 6.7: Iso valeurs de température pour différentes orientations de la maison à MIDI du 21 Janvier. La flèche indique le NORD (qui bouge).....	82

Figure 6.8: Température moyenne intérieure pour les trois cas en fonction de l'orientation de la pièce de référence.....	83
Figure 6.9 : Température moyenne intérieur pour les trois cas en fonction de l'heure du jour et pour orientation de la pièce de référence plein SUD.	84
Figure 6.10 : Diagramme méthode nodal.....	86
Figure 6.11 : Puissance nécessaire pour maintenir 21°C comme température moyenne dans la maison.	87
Figure 6.12 : Besoin d'énergie total dans une journée pour maintenir température moyenne de l'air à 21°C.	87
Figure 6.13 : Iso-valeurs de température et PMV pour le cas (c)	88
Figure 6.14: Lignes de courants colorées par MAA à MIDI et pièce de référence orientée vers le SUD.....	89
Figure 6.15: Iso-valeurs du PMV pour le plan $z=1.3\text{m}$ à MIDI.....	90
Figure 6.16: Iso-valeurs du PPD pour le plan $z=1.3\text{m}$ à MIDI.....	90

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Constantes du modèle	19
Tableau 2.2 : Constantes du modèle $k - \varepsilon$ /RNG, Fluent (2005).....	20
Tableau 3.1 : Condition aux frontières.....	30
Tableau 3.2 : Nombre de cellules pour chaque simulation	33
Tableau 3.3 : Coefficient polynomial pour décrire surface extérieur	36
Tableau 3.4 : Coefficient de transfert thermique	37
Tableau 6.1 : Conditions aux frontières	76

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A : Spécifications des matériaux	104
ANNEXE B : Données climatiques moyennes et extrêmes à long terme pour Montréal	107
ANNEXE C : Calcul de l'intensité et de la position du rayonnement solaire	109
ANNEXE D : Corrélations du nombre du Nusselts pour la cavité avec rapport de forme élevée.	116
ANNEXE E : Estimation des paramètres de confort.	118
ANNEXE F : Sous tâche 1, annexe 1, de l'Agence Internationale de l'Énergie.	123

LISTE DES ABRÉVIATIONS

Caractères alphabétiques

h	Coefficients de convection
H	Hauteur, enthalpie
t	Temps
U	Vitesse d'écoulement
g	Accélération gravitationnelle
T	Température
P	Pression
k	l'énergie cinétique turbulente, conductivité thermique
q	Flux de chaleur
S	Terme source
T	Température
L	Longueur
V	Vitesse du vent
ETR	Équation de transfert radiatif
MOD	Méthode discrètes ordinaires
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt

Symboles grecques

α	Diffusivité thermique, coefficient d'absorption
β	Coefficient d'expansion volumique, angle d'élévation solaire
ε	Émissivité de surface, taux de dissipation de turbulence
ϕ	Variable dépendante

μ	Viscosité dynamique
ρ	Masse volumique
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$)
Γ	Coefficient de diffusion
$\delta_{i,j}$	le symbole de Kronecker

Indices

c	Convectif
d	Diffusif
r	Radiation
i	Intérieur
e	Extérieur

INTRODUCTION

Généralités

Les bâtiments ont un impact significatif sur l'environnement et les ressources naturelles. Au Canada, les bâtiments consomment environ 30 % de toute l'énergie utilisée, soit environ 50 % de la consommation d'électricité et sont responsables de 28 % des émissions de gaz à effet de serre (GES), (Report to Parliament (2003-2004)). Cela se traduit en une pollution gigantesque qui provoque, directement ou indirectement, des problèmes de qualité d'air dans les zones urbaines tout en contribuant aux problèmes de changements climatiques. Les faibles et peu rigoureux designs de bâtiments entraînent non seulement un gaspillage de ressources et d'énergie adverses pour l'environnement, mais aussi peuvent créer des conditions intérieures inconfortables qui nuisent à la santé et au bien-être de ses occupants.

Le secteur du bâtiment est probablement celui qui dispose des marges d'amélioration les plus importantes. Aujourd'hui de nombreux acteurs du bâtiment se mobilisent pour apporter des solutions permettant de construire des bâtiments à faible consommation ou de rénover les bâtiments qui consomment beaucoup d'énergie. Au Canada, les initiatives se multiplient. Celles-ci incluent réglementations thermiques dans la construction (Norme R-2000, <http://r2000.chba.ca>), les initiatives gouvernementales destinées à promouvoir l'efficacité énergétique (l'Office de l'Efficacité Énergétique, OEE, <http://oee.nrcan.gc.ca>), les aides fiscales qui subventionnent les rénovation énergétiques (programme Energuide, <http://oee.nrcan.gc.ca/energuideles>), les réseaux de recherche sur les bâtiments à faible consommation énergétique (The Solar Buildings Research Network, SBRN, www.solarbuildings.ca).

Un bâtiment, qu'il soit à usage d'habitation ou commercial, est un environnement difficile à analyser. Cela est dû à sa géométrie de nature complexe, aux nombreuses

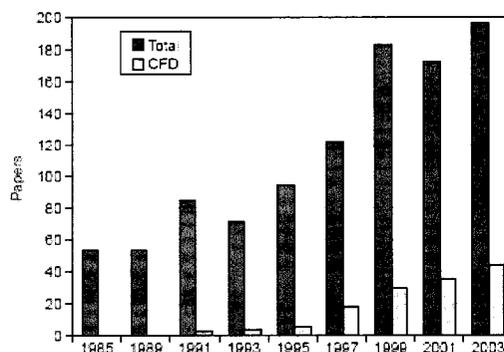
variations des paramètres dans le temps, et aux transferts de masse et de chaleur. Sauf exceptions, chaque bâtiment est un prototype unique pour lequel l'étude expérimentale de sa conception est en pratique irréalisable. Par conséquent, la conception des bâtiments, et plus précisément l'évaluation de ses performances, doit être assistée par la modélisation des phénomènes physiques.

Plusieurs outils de simulation, avec diverses approches, ont été développés pour estimer l'efficacité énergétique des bâtiments et pour dimensionner les systèmes énergétiques et de ventilation de manière à satisfaire des conditions dans l'ambiance intérieure (ex. une température d'air de consigne). Des outils de simulation, dites monozone, qui considèrent l'ensemble du bâtiment comme une seule zone, ont été les premiers à être développés pour caractériser les transferts au travers de l'enveloppe des bâtiments, Mora (2003). Mais, par définition, ils ne permettent pas d'estimer les caractéristiques au sein de chacune des zones.

Par la suite, un grand nombre d'outils de simulation des transferts de masse et de chaleur ont été développés pour apporter une information sur l'état de plusieurs zones pouvant caractériser les transferts entre chaque zone et l'environnement l'extérieur. Cette approche est connue sous le nom de méthode nodale ayant un seul noeud de calcul par zone. Les outils développés suivant cette méthodologie se sont révélés très utiles pour la conception des systèmes énergétiques et de ventilation. Mais fondamentalement ils appliquent l'hypothèse de variables d'état uniformes au sein de chacune des zones. Certainement, si ces modèles sont suffisants pour évaluer le comportement thermique global du bâtiment, il n'est plus le cas lorsqu'il s'agit de prendre en compte le confort des occupants ou la qualité de l'air intérieur, ainsi que la conception de systèmes innovants. Des outils permettant d'obtenir une information plus détaillée sur les caractéristiques de l'ambiance s'avéraient nécessaires.

Ainsi, des méthodes de modélisation intermédiaire (terme relatif à la méthode CFD caractérisée par une discrétisation spatiale très fine) sont apparus. Le principe relié à ces méthodes est de partitionner un local en un petit nombre de parallélépipèdes, où les variables d'état de l'air (température, masse volumique, concentration d'espèces) sont considérées comme étant uniformes. Dans chacune de ces zones on considère des équations de bilan (masse et énergie) ainsi que l'équation d'état du fluide (la loi des gaz parfaits). Les profils de pression dans un sous-volume sont calculés par l'approximation hydrostatique, valable aux faibles vitesses, et pour des écoulements parallèles. Finalement, il faut déterminer les transferts de masse et d'énergie entre deux zones adjacentes, Wurtz et al. (2000). Bien que cette méthode représente un avancement en termes d'une information plus détaillée, tout en utilisant de ressources informatique très modestes, ses limitations sont associées à un manque de fiabilité pour les détails de l'écoulement, cela étant liée à l'absence de l'évaluation de la conservation de la quantité de mouvement.

Parmi les outils de simulation aéroliques, la simulation numérique de fluides (CFD) est de nos jours la technique la plus complète. À travers la résolution des équations gouvernantes des écoulements (Navier-Stokes) dans l'espace tridimensionnel, il est possible d'obtenir des détails de la distribution spatiale de la température, de la vitesse, de l'humidité relative, de la pression de l'air et de la concentration de contaminants. Les modèles décrivant les phénomènes physiques sont de plus en plus sophistiqués et permettent la réalisation de simulations plus complexes du point de vue physique et aussi plus réalistes du point de vue de la géométrie. L'utilisation de la CFD pour l'analyse de bâtiment a vu une croissance très significative ces dernières années. Cela a été mis en évidence par Zhai (2006) à partir d'une révision d'articles publiés dans une des conférences la plus réputées dans le domaine de la conception de bâtiment assistée par ordinateur, IBPSA (International Building Performance Simulation Association). La suivante figure montre la croissance des simulations par CFD les dernières années.



Nombre d'articles publiés dans les conférences IPSA, Zhai (2006)

En effet, avec le développement important des ordinateurs, tant du point de vue de stockage des données ainsi que des techniques de résolution accélérée (processeurs en parallèle), l'utilisation de la CFD en science des bâtiments a un avenir très prometteur.

Dans ce contexte, le travail que nous présentons dans ce mémoire veut illustrer une nouvelle méthodologie pour l'utilisation de la simulation numérique en mécanique de fluides dans le bâtiment. L'esprit de cette recherche est de contribuer à la diffusion de la CFD dans le domaine de la conception de bâtiments de sorte qu'elle puisse assister les concepteurs dans la création de solutions innovatrices au point de vue de l'efficacité énergétique. Pour effectuer ce travail, nous avons choisi le programme commercial Fluent.

Contenu du mémoire

Le premier chapitre passe en revue les principales publications scientifiques sur le domaine de simulation CFD en bâtiments.

Le deuxième chapitre présente la méthode numérique utilisée, soit celle des volumes finis et du logiciel utilisé (Fluent). Une révision des concepts de rayonnement solaire et de la méthodologie de calcul du rayonnement direct et diffus est abordée.

Le chapitre trois présente une étude des phénomènes de transfert de chaleur à l'intérieur des bâtiments. Une étude du maillage est présentée afin d'établir le nombre minimum

d'éléments pour les simulations subséquentes.

Le chapitre quatre considère des concepts de confort thermique. Des simulations sont réalisées et comparées avec des données expérimentales.

Le chapitre cinq présente la méthodologie pour simuler les transferts thermiques à travers des fenêtres. Les résultats des simulations sont comparés à des relations empiriques utilisées par ASHRAE.

Le chapitre six fait une récapitulation de tous les éléments étudiés aux chapitres antérieurs. L'application concernant un solarium adossé à une maison et son impact sur la dynamique thermique intérieure de la maison est présentée.

CHAPITRE I : La CFD dans le bâtiment.

Face aux nouveaux enjeux énergétiques, qui se voient aujourd'hui traduits par l'intérêt collectif d'amorcer un virage vers le développement durable, les concepteurs de bâtiments sont de plus en plus confrontés à des difficultés pour produire des solutions énergétiquement performantes au moyen des méthodes traditionnelles de calcul. Nous faisons référence, par exemple, à l'incorporation des aspects bioclimatiques dans la construction tels que la ventilation naturelle de grands bâtiments commerciaux, aux bâtiments solaires passifs, à la forme et l'emplacement des fenêtres, aux gains solaires et aux effets du vent sur les immeubles. Pour traiter ce type de problèmes, la simulation numérique en mécanique de fluides (CFD) offre un complément très puissant. En effet, son utilisation offre la possibilité de modéliser le comportement dynamique d'enceintes de nature très variée (atriums, façades à double-peau, arénas, etc.) en fournissant les valeurs de paramètres tels que, la vitesse, la température et l'humidité de l'air en un grand nombre de points dans l'espace tridimensionnel. Par la suite, ces variables sont représentées par des éléments de visualisation scientifique tels que des lignes de courant, des iso-surfaces, des champs vectoriels, etc. Cette information facilite grandement l'analyse et l'information et permet, entre autres, d'établir si la distribution de température, de vitesse et d'humidité est compatible avec les critères de confort.

1.1 Bref Historique

L'utilisation industrielle de la technique CFD a ses origines vers les années soixante dans l'industrie aérospatiale, notamment dans le design aérodynamique d'avions et dans la conception des moteurs à réaction. Depuis, le champ d'application de la CFD s'est étendu à plusieurs autres domaines tels que la météorologie, l'ingénierie biomédicale, l'électrotechnique, l'ingénierie de procédés chimiques, l'hydrologie et également le bâtiment. Nielsen (1974) et Gadgil (1980) sont certainement les premiers à avoir

appliqué les techniques CFD à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, dans le cas de Nielsen, et à l'étude des phénomènes convectifs dans le cas de Gadgil. Depuis lors, de nombreux travaux se sont succédés en vue d'améliorer la formulation des modèles afin de répondre à la problématique spécifique des écoulements en cavités. Parmi ces travaux, nous pouvons citer les contributions de Baker & Kelso (1990), Nielsen (1992), Mizuno & Warfield (1992), Kulmala (1993), Roy & Baker (1994), Said et al. (1995), Chen (1997), Murakami et al. (1997), et enfin Zhao et al. (1997).

Aujourd'hui, il existe un grand nombre de programmes de CFD disponibles, qu'ils soient commerciaux, du domaine public, ou encore propre à certaines institutions. Quelques uns ont été examinés dans le cadre de la sous-tâche 1 de l'Annexe 20 de l'Agence Internationale de l'Énergie, IEA A-20 (1993), dont le but était d'évaluer les méthodes existantes de calcul des mouvements d'air dans les bâtiments. L'Annexe F recense les programmes de calcul les plus répandus. On peut observer que l'essentiel des programmes est d'origine anglo-saxonne, et que la méthode des volumes finis, que nous décrirons au Chapitre II, est la plus employée. Dans notre travail, nous utiliserons le programme Fluent, commercialisé par ANSYS et disponible dans le laboratoire d'aérothermie.

Dans le domaine du bâtiment, la technique CFD est exploitée par des organisations à but lucratif et aussi par plusieurs groupes de recherche académique tels que le Département d'Architecture à l'Institut de Technologie de Construction de Zurich (www.airflow.ethz.ch), le Département de Génie Mécanique à l'Université de Strathclyde à Glasgow (www.strath.ac.uk), le Centre pour le Bâtiment et Systèmes à Technische Universiteit Eindhoven des Pays-Bas (www.kcbs.nl), le Département de Bâtiment à l'Université Nationale de Singapour (www.bdg.nus.edu.sg), pour en nommer que quelques-uns.

La recherche à travers la simulation CFD en bâtiment est centrée sur l'étude des écoulements d'air et des transferts de quantités scalaires à l'intérieur et entre les zones du bâtiment. Elle peut intervenir par exemple au moment de la conception d'un bâtiment pour faire du dimensionnement énergétique ou déterminer le type de chauffage ou de ventilation et pour déterminer leur emplacement optimal. Gan (1995) a réalisé une étude détaillée de divers systèmes de ventilation mécanique d'un local. Il a constaté que le système de ventilation par déplacement vertical est le plus efficace du point de vue de paramètres de confort ainsi que d'économie d'énergie. Chen et al. (1995) a effectué la simulation du phénomène de convection naturelle dans une pièce équipée d'un système de chauffage par radiation. Il a inclut le transfert de chaleur conjugué entre les parois solides (et ses propriétés thermiques) et l'air, de sorte à considérer comme seule condition de frontière les conditions climatiques extérieures (température de l'air extérieur). Spitler et al. (1991), Awbi (1999) et plus récemment Novoselac et al. (2006) ont examiné à l'aide d'une approche expérimentale les coefficients de transfert convectif des surfaces intérieures de l'enveloppe du bâtiment. Ils ont constaté que dans une simulation CFD la valeur de la distance du premier élément à la paroi est essentielle pour la prédiction correcte des échanges de chaleur. En d'autres mots, cette distance est cruciale pour l'obtention d'une bonne estimation des déperditions ou gains thermiques à travers les parois.

Pour une configuration déjà existante, il est possible d'étudier la situation, de comprendre l'origine des problèmes et ainsi de pouvoir les corriger. Si les problèmes à aborder relèvent du domaine du confort thermique, on cherchera alors à optimiser les conditions environnementales dans la zone d'occupation. En termes de qualité de l'air, on pourra veiller à assurer correctement l'apport d'air frais, étudier la dispersion d'un gaz toxique, inflammable ou explosif ou d'un polluant quelconque, et cela, pour des géométries très simples, mais aussi pour des environnements extrêmement complexes et réalistes. L'étude de ventilation réalisée par Abanto et al. (2004), est un bel exemple

dans lequel l'ameublement intérieur et l'emplacement des gens dans un laboratoire informatique sont modélisés d'une façon très ajustée à la réalité.

Lorsqu'on considère l'incorporation d'aspects bioclimatiques aux designs de bâtiments en utilisant la CFD, plusieurs efforts sont concentrés dans la compréhension de la ventilation naturelle comme moyen d'économie d'énergie. Les mécanismes moteurs de la ventilation naturelle sont le vent et la poussée thermique due à une différence de température. Kindangen et al. (1997) a poursuivi une étude paramétrique de la forme de la toiture des maisons résidentielles pour les zones tropicales. Avec la simulation du vent extérieur à différentes vitesses et directions, il regarde les configurations des toits qui priorisent la circulation d'air vers l'intérieur des maisons et qui améliorent les conditions de confort. Il vérifie le principe selon lequel pour promouvoir la circulation d'air intérieur il est mieux d'intensifier les zones de succion que les zones de pression positive. Ceci devient possible, par exemple, avec les formes pyramidales ou prismatiques des toits. Rodrigues et al. (2000), au Portugal, applique la CFD dans un collecteur solaire adossé à la paroi sud d'une école. Ce système, connu sous le nom de mur Trombe, est une configuration emblématique de l'architecture bioclimatique. Elle permet un certain contrôle des conditions environnementales intérieures (de température et de renouvellement d'air) par des moyens passifs. Alloca et al. (2003), examine la ventilation naturelle comme mécanisme de refroidissement des pièces intérieures d'un bâtiment à plusieurs étages et il valide ses résultats avec des données expérimentales. Ding (2004) utilise la simulation numérique pour vérifier le design d'un double système de ventilation naturelle et de contrôle de fumée d'incendie dans un atrium à huit étages. L'installation d'une cheminée solaire sur la partie supérieure de l'atrium fait augmenter la température et en conséquence diminuer la densité de l'air ce qui provoque une succion de l'air vicié vers les sorties supérieures.

En ce qui concerne le design des bâtiments solaires passifs, une bonne partie des publications est dédiée à la maîtrise de la simulation des systèmes vitrés. Les recherches

dans ce domaine vont de la modélisation des fenêtres doubles et ses mécanismes de transfert thermique couplé (convection-conduction-radiation), tel que l'étude réalisée par Hallé (2001), jusqu'à la modélisation des systèmes très complexes de façades transparentes pour des bâtiments commerciaux. Ces murs transparents, sont aussi connus comme «façades de type double-peau» et aujourd'hui sont très convoitées par les architectes. Ce système est constitué par un ensemble de fenêtres doubles et simples espacées par une chambre d'air de 20 à 80cm. Celle-ci loge une protection solaire ajustable ainsi que des bouches d'entrée et de sortie d'air qui refroidissent le système par convection naturelle. Manz (2004) a réalisé la modélisation par CFD des systèmes vitrés à double-peau. Il a étudié l'influence du paramètre principal de performance de ce système, soit le coefficient de transmissivité. Il a validé ses résultats numériques avec des données expérimentales et en même temps il a constaté des variations significatives avec les modèles empiriques disponibles dans la littérature. Safer (2006) utilise aussi la simulation numérique pour étudier les systèmes de type double-peau. Son objectif est de produire une contribution au niveau de l'amélioration des relations mathématiques qui simulent ce type de système dans les programmes nodaux d'évaluation énergétique de bâtiments.

Avec l'introduction de la simulation numérique de l'écoulement des fluides dans le domaine de bâtiment, plusieurs chercheurs ont voulu faire le couplage (méthode hybride) entre la CFD et les méthodes traditionnelles d'évaluation énergétique. L'intérêt de ce courant de recherche vise à combler un certain vide entre les deux approches concernant l'évaluation thermique précise des bâtiments. D'un côté, la méthode traditionnelle avec l'hypothèse d'uniformité de toutes les variables au sein de chaque zone (approche nodale) se révèle clairement inappropriée pour l'évaluation du confort thermique ou de la qualité de l'air intérieur. En plus, cette méthode ne tient pas en compte l'influence que l'écoulement peut avoir sur les coefficients de transfert thermique convectif (h) des parois, puisque d'habitude h , dans la méthode nodale, est considéré une constante pour toutes les surfaces. Cependant, à sa faveur, l'approche

nodale permet de faire des évaluations énergétiques d'un bâtiment pour des longues périodes de temps (une année complète par exemple) en quelques minutes. D'autre part, même si la simulation CFD demeure l'outil plus complet pour l'évaluation thermique d'un bâtiment, la contrainte plus importante qui lui est associée est par rapport au temps de calcul (et le coût que cela représente), ce qui augmente exponentiellement avec la taille du modèle à simuler, Mora (2003). L'une des stratégies utilisées pour le couplage est celle proposée par Zhai & Chen (2003). Le principe est l'échange des conditions de frontières du modèle nodal vers le modèle CFD et du coefficient h des parois, résultant d'une solution CFD, vers le modèle nodal. La correction de h est la clé et la raison d'être du couplage. L'échange d'information d'un logiciel à l'autre se fait sur une base intermittente avec des calculs CFD qui corrigent les valeurs de h à des moments précis. En générale ces méthodes hybrides sont encore des stratégies «maison», et leur utilisation n'est pas facile dû à la complexité des protocoles d'échanges des fichiers. Des questionnements par rapport à certaines disparités des codes comme les discontinuités de la résolution spatiale d'un modèle sont en discussion présentement dans la littérature, mais ne seront pas abordés dans ce travail.

1.2 Objectifs

En vue des arguments concernant l'application de la CFD dans le domaine du bâtiment présentés dans ce chapitre, les objectifs que nous nous avons proposés dans ce travail peuvent être exprimés comme :

- Établir une méthodologie permettant de valider l'utilisation de la CFD dans le domaine du bâtiment avec une approche intégrale. Cela veut dire, utiliser la CFD pour prévoir le comportement du bâtiment du point de vue énergétique, mais aussi du point de vue du confort thermique et de la qualité de l'air et cela ayant en considération, dans un seul modèle numérique, tous les éléments architecturaux plus représentatifs d'un bâtiment.

- Proposer l'utilisation de la CFD pour une utilisation plus large dans le domaine du bâtiment, ceci afin de repousser la recherche vers la conception plus efficace.

1.3 Résumé

Nous avons fait une brève révision de certaines publications concernant l'application de la CFD dans la conception des bâtiments. Dans ce parcours, nous avons constaté qu'il existe un grand éventail de possibilités pour des applications variées. Nous avons remarqué que la CFD, issue de la recherche en mécanique des fluides, possède un intérêt d'avant-garde vis-à-vis les méthodes classiques en mécanique du bâtiment, car elle permet la résolution de problèmes tridimensionnels tels que la ventilation, le confort ou les charges thermiques, qui ne sont ni symétriques ni homogènes. En définitive, elle est une réponse qui se caractérise par la synergie entre le besoin des systèmes énergétiques innovants et le développement d'outils informatiques plus performants. Finalement, nous avons énoncé les objectifs généraux de ce travail.

CHAPITRE II : Concepts théoriques de CFD.

2.1 Introduction

Avec le développement de l'outil informatique et les méthodes numériques, la mécanique de fluides assistée par ordinateur, la technique du CFD (*Computational Fluid Dynamics*) est devenue un outil très attractif pour la prédiction des écoulements fluides dans de nombreux domaines de l'ingénierie. Elle consiste, de manière générale, à résoudre les équations aux dérivées partielles qui traduisent les principes fondamentaux de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie). Des techniques de discrétisation sont utilisées pour traduire ces équations aux dérivées partielles en équations algébriques, qui par la suite soient résolues par des moyens informatiques. Bien que les approches expérimentales sont nécessaires pour comprendre les phénomènes physiques, telle que la turbulence, une fois que les lois de comportement sont combinées aux équations de conservation, il est possible de simuler un large éventail de problèmes sans avoir besoin de reprendre l'expérimentation.

Dans ce chapitre, nous présentons les principes théoriques et les capacités de la CFD auxquels nous aurons recours dans la suite de notre travail.

2.2 Équations gouvernantes de la dynamique des fluides.

Tel que déjà mentionné, les programmes CFD solutionnent les équations régissant le mouvement d'un fluide décrites par les lois de conservation : masse, quantité de mouvement et énergie. La conservation de la masse indique simplement que la masse ne peut pas être créée ou détruite et la loi de conservation de l'énergie, exprime un principe similaire. D'autre part, la conservation de la quantité de mouvement n'est que la loi de Newton pour le mouvement ($\text{force} = \text{accélération} \times \text{masse}$) qui est transformée sous une forme appropriée à la dynamique des fluides. La conservation de la masse et celle de la

conservation de la quantité de mouvement sont encore connues sous le nom des équations de Navier-Stokes. La forme générique de ces équations peut s'écrire:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{Variation Temporelle}} + \underbrace{\frac{\partial(\rho U_j \phi)}{\partial x_j}}_{\text{Convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{Source}} \quad (2.1)$$

Où ϕ indique une variable générique pouvant être une composante de la vitesse, la température ou une autre propriété. Le symbole ρ dénote la masse volumique du fluide, Γ_ϕ le coefficient de diffusion de la propriété ϕ . Le caractère U_j indique l'une des composantes de la vitesse. Le premier terme de cet équation, ou terme transitoire, représente l'accumulation de ϕ dans le temps. Le second représente le transport de ϕ par convection. Dans le second membre le premier terme correspond au transport de ϕ par diffusion, et le dernier un terme source, la production ou la destruction de ϕ .

Dans le présent travail, les variables ϕ à l'étude sont : les trois composantes de la vitesse, la température, ainsi que deux variables caractérisant les niveaux de turbulence : l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation.

La forme générique représentée par l'Éq.2.1, peut être détaillée pour décrire les trois lois fondamentales de la conservation. Ces équations sont :

- équation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

- équation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + g_i (\rho - \rho_0) \quad (2.3)$$

- équation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.4)$$

où p , H , T , μ , g et λ sont respectivement la pression, l'enthalpie, la température, la viscosité dynamique, l'accélération due à la gravité et la diffusivité thermique. U_i représente la composante de la vitesse dans la direction cartésienne «i ».

2.3.2 Les équations de Reynolds

Compte tenu des dimensions, des écarts de température et de vitesses en jeu dans le bâtiment, les mouvements de l'air y sont généralement turbulents, Regard (1996). Pour obtenir les équations du mouvement turbulent, on introduit dans les équations de Navier-Stokes la décomposition de Reynolds. Cette décomposition consiste à considérer toute grandeur scalaire ϕ comme la somme d'un terme moyen et d'un terme fluctuant :

$$\phi = \bar{\Phi} + \phi' \quad (2.5)$$

Ainsi, on a :

$$U = \bar{U} + u' \quad (2.6)$$

$$H = \bar{H} + h'$$

avec les moyennes des fluctuations étant nulle ($\bar{u}' = \bar{\phi}' = 0$).

En introduisant cette décomposition dans les équations écrites pour les mouvements instantanés (équation 2.3) et en prenant la moyenne temporelle, on obtient les équations du mouvement moyen, qui pour un fluide incompressible s'écrivent :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + g_i (\rho - \rho_0) \quad (2.7)$$

Une expression similaire est obtenue pour l'équation de l'énergie (équation 2.4), soit

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{U_i H}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_i h'} \right) \quad (2.8)$$

On note que l'équation de quantité de mouvement pour les quantités moyennes (équation 2.7) est identique à l'équation de la quantité de mouvement pour les quantités instantanées obtenue en régime laminaire, ceci après l'ajout d'un terme supplémentaire $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, nommé contraintes de Reynolds ou contraintes turbulentes. Également, l'équation de l'énergie (équation 2.8) fait apparaître des termes de corrélation entre les grandeurs fluctuantes. On est donc face à un problème où le nombre d'inconnues (trois composantes de la vitesse, température, pression plus toutes les corrélations entre grandeurs fluctuantes, en particulier le tenseur de Reynolds) est supérieur au nombre d'équations (équation de continuité, 3 équations pour la conservation de la quantité de mouvement, équation de l'énergie).

L'objet des différents modèles de turbulence est de modéliser le tenseur de Reynolds $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ (ainsi que les autres tenseurs) afin de fermer le système d'équations à résoudre.

2.3.3 Les modèles de turbulence

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème. On parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations, Regard (1996). Les modèles de turbulence les plus utilisés à l'heure actuelle dans les programmes CFD sont les modèles à deux équations, et plus particulièrement le modèle de turbulence dit $\kappa - \varepsilon$ standard (et ses variantes) qui est de loin le plus répandu.

Il existe aussi des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques comme la simulation numérique directe, DNS (*Direct Numerical Simulation*) ou la simulation des grandes structures tourbillonnaires, LES (*Large-Eddy Simulation*). La description de ces modèles est hors de l'objectif de ce travail.

2.3.3.1 Le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard

Le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard est un modèle semi-empirique, Fluent (2005). Pour fermer le système d'équations à résoudre, une approximation du tenseur de Reynolds peut s'exprimer par :

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} \quad \text{où } k = \frac{1}{2} \sum_i u_i'^2 \quad (2.9)$$

où,

k , l'énergie cinétique turbulente

$\delta_{i,j}$, le symbole de Kronecker

μ_t , est appelée viscosité turbulente

L'équation de conservation de la quantité de mouvement en régime turbulent est obtenue à partir de celle du régime laminaire en remplaçant la viscosité μ par une viscosité effective $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + g_i (\rho - \rho_0) \quad (2.10)$$

Le problème revient maintenant à déterminer la viscosité turbulente, ainsi que l'énergie cinétique de turbulence. Pour ce faire, on fait l'hypothèse que la turbulence est isotrope, et que la viscosité turbulente est le produit d'une échelle de vitesse et d'une échelle de longueur caractéristique de la turbulence, Regard (1996). Ces deux échelles sont obtenues à partir de l'énergie cinétique de turbulence et de son taux de dissipation ε :

échelle de vitesse : \sqrt{k}

échelle de longueur de la turbulence : $\frac{\sqrt{k^3}}{\varepsilon}$

par hypothèse, on a que la viscosité turbulente est définie par, Fluent (2005) :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

où C_μ est une constante déterminée empiriquement. La modélisation de la turbulence est ainsi ramenée à la détermination de 2 inconnues supplémentaires : l'énergie cinétique de turbulence (k) et son taux de dissipation (ε) qui sont obtenues à partir de leurs équations de conservation respectives.

Dans le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard implanté dans Fluent, les équations de transport pour k et ε ont la forme suivante:

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P + G - \rho \varepsilon \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (P + C_3 G) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.13)$$

où P est la production du cisaillement, défini par :

$$P = \mu_{eff} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.14)$$

et G est la production de l'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité. Elle est donnée par :

$$G = \frac{\mu_{eff}}{\sigma_T} \beta g_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.15)$$

où β est le coefficient d'expansion thermique, σ_T le nombre turbulent de Prandtl et $C_{1-3,\mu}$, σ_k , σ_ε des coefficients empiriques qui peuvent varier d'un logiciel à l'autre. Le tableau 2.1 donne les valeurs employées par le logiciel Fluent.

C_μ	0.09
C_1	1.44
C_2	1.92
C_3	1.0
σ_k	1.0
σ_ε	1.3

Tableau 2.1 : Constantes du modèle $k - \varepsilon$ standard, Fluent (2005).

La robustesse, l'économie, et la précision raisonnable pour un large éventail d'écoulements turbulents expliquent la popularité de ce modèle dans les simulations d'écoulements industriels et de transfert thermique, Fluent (2005). De plus, il est simple car seulement deux équations supplémentaires sont introduites, et des améliorations ont été faites pour améliorer ses performances.

2.3.3.2 Le modèle $\kappa - \varepsilon$ /RNG

Ce modèle a plus ou moins la même forme que le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard, il est en partie empirique et en partie analytique. Les seuls changements consistent en la modification d'un terme au niveau de la production de la dissipation d'énergie dans l'équation de ε , et un ensemble différent de constantes du modèle. Tandis que le modèle $\kappa - \varepsilon$ standard est consacré aux écoulements à nombre de Reynolds élevé, la théorie du modèle $\kappa - \varepsilon$ /RNG fournit une formule différentielle analytiquement dérivée pour la viscosité effective qui explique les effets du faible nombre de Reynolds, Fluent (2005). Il a en effet l'avantage d'éviter une modélisation particulière pour le voisinage des parois, en particulier par le biais de loi de paroi, puisqu'il s'étend aux régions dites à bas nombre de Reynolds. Ce modèle s'appuie sur la méthode mathématique dite de re-normalisation, qui utilise une description spectrale et statistique de la turbulence. Plus de détails par

rapport à cette méthode se trouvent sur la documentation de Fluent (2005). Les nouvelles équations pour k et ε deviennent:

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P + G - \rho \varepsilon \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + (C_1 - C_{IRNG}) \frac{\varepsilon}{k} (P + C_3 G) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.17)$$

La nouvelle fonction de C_{IRNG} , est donnée par l'équation suivante :

$$C_{IRNG} = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{(1 + \beta \eta^3)}$$

Avec :

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{P}{\mu}} \quad (2.18)$$

Dans ce cas-ci, η_0 et β sont des constantes additionnelles (ce β ne doit pas être confondu avec le coefficient de dilatation thermique), égales à 4.38 et 0.012 respectivement. La modification principale est dans l'équation de ε , où le taux de contrainte à l'écoulement a été incorporé aux constantes du modèle. Ces dernières sont données au tableau 2.2.

C_μ	0.0845
C_1	1.42
C_2	1.68

Tableau 2.2 : Constantes du modèle $k - \varepsilon$ /RNG, Fluent (2005).

2.4 Résolution numérique

Les équations aux dérivées partielles régissant le mouvement d'un fluide, à part quelques cas académiques, ne peuvent être résolues que par des méthodes numériques. Deux grandes familles de méthodes de discrétisation permettent de résoudre ce système

d'équations : la méthode des éléments finis, et la méthode des volumes finis. Ces deux méthodes consistent à discrétiser les équations aux dérivées partielles sur une grille spatiale afin de se ramener à un système d'équations algébriques non-linéaires.

Pour les applications industrielles, la méthode des volumes finis est la plus répandue. Elle consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur un volume d'observation de fluide défini par une grille de discrétisation. Une introduction de cette méthode est faite par Patankar (1980). D'autres descriptions de la méthode se trouvent dans Versteegh & Malalasekera (1995) et dans Fluent (2005).

2.5 Transfert thermique par radiation.

Pour une analyse plus complète des phénomènes thermiques qui ont un impact sur le comportement thermo-aéraulique à l'intérieur du bâtiment, les échanges radiatifs entre les différentes surfaces et objets doivent être correctement modélisés. A cet effet, la modélisation des transferts radiatifs consiste à considérer les milieux comme étant des semi-transparentes et de résoudre l'équation de transfert radiatif (ETR). La résolution de l'ETR est effectuée à l'aide de la méthode des ordonnées discrètes (MOD) qui est disponible dans Fluent. La méthode MOD est la seule qui permet de modéliser un milieu semi-transparent, situation qui est extrêmement utile pour l'incorporation des systèmes vitrés dans les simulations des bâtiments. Dans la suite, on présente brièvement la méthode de résolution de l'ETR.

2.5.1 La résolution de l'ETR

La prise en compte des transferts radiatifs consiste à modifier l'équation de conservation de l'énergie par l'addition d'un terme supplémentaire, noté q , dans le bilan énergétique. Ce terme identifié comme « source local d'énergie radiative », est injecté dans l'équation de conservation de l'énergie et il est représenté par la divergence du flux radiatif. La valeur de cette source d'énergie est calculée à partir de la puissance radiative

incidente et cette puissance est une conséquence directe du calcul de la luminance (résolution de ETR).

Nous rappelons que le champ de température (noté $T(x)$) d'une tranche d'un matériau homogène de conductivité thermique supposée constante (notée k_c), en absence de flux radiatif, s'écrit en régime permanent de la manière suivante :

$$\text{div}\bar{q}_c(x) = 0 \quad (2.19)$$

Où \bar{q}_c représente le vecteur flux de conduction définie par la loi de Fourier :

$$\bar{q}_c(x) = -k_c \text{grad}T(x) \quad (2.20)$$

Puisque la présence du flux radiatif conduit à modifier la mise en équation du bilan énergétique afin d'ajouter « la source locale radiative », l'équation de l'énergie peut alors s'écrire de manière suivante :

$$\text{div}[\bar{q}_c(x) + \bar{q}_r(x)] = 0 \quad (2.21)$$

Où \bar{q}_r , représente le vecteur flux radiatif.

La « source locale radiative » caractérise l'énergie radiative nette absorbée par un milieu. Elle provient en effet d'un accroissement et d'une atténuation par absorption. Sa formulation pour une longueur d'onde donnée (notée λ) peut s'écrire par la relation suivante, Safer (2006) :

$$\text{div}\bar{q}_{r,\lambda}(x) = \bar{S}_{r,\lambda}(x) = 4\pi K_\lambda(x) n_\lambda^2 L_\lambda^0[T(x)] - K_\lambda(x) G(x) \quad (2.22)$$

où $S_{r,\lambda}(x)$ est la « source locale radiative » monochromatique, $K_\lambda(x)$ est le coefficient d'absorption monochromatique, n_λ est l'indice de réfraction monochromatique, $L_\lambda^0[T(x)]$ représente la luminance incidente monochromatique du corps noir à température locale $T(x)$ définie par la Loi de Planck et $G_\lambda(x)$ représente la puissance monochromatique locale incidente.

Notons que la relation de la « source locale radiative » donnée précédemment est écrite en fonction des propriétés monochromatiques. Une intégration sur toute l'échelle des fréquences est nécessaire. Pour plus de détails, on peut se référer aux travaux de thèse de Muresan (2005).

L'estimation des champs de luminance qui interviennent dans la relation exprimant la « source locale radiative » est donnée par l'équation de transfert radiatif (ETR). Pour un milieu semi-transparent non diffusant (milieu se caractérisant par son absorption et son émission), le rayonnement est renforcé par émission propre du milieu et atténué par absorption. Dans ce cas, l'ETR suivant la direction \bar{u} peut s'écrire de la manière suivante, Muresan (2005) :

$$\frac{dL_\lambda(x, \bar{u})}{ds} = K_\lambda(x) \{n_\lambda^2 L_\lambda^0 [T(x)] - L_\lambda(x, \bar{u})\} \quad (2.23)$$

La résolution de l'ETR est effectuée à l'aide de la Méthode des Ordonnées Discrètes (MOD), Fluent (2005).

La MOD a été développé à la base pour le domaine du rayonnement dans les atmosphères et son principe repose sur la résolution de l'ETR différentielle pour un ensemble fini de directions de propagation. Plus concrètement, cette méthode consiste à remplacer les intégrales angulaires des champs de luminance par des quadratures numérique Chui & Raithby (1993). A cet effet, l'espace angulaire hémisphérique est discrétisé en j directions distinctes auxquelles on associe des poids noté par w . Enfin, les champs de luminance sont calculés pour chacune des directions.

$$\int_{4\pi} L d\Omega = \sum_{i=1}^j L^i w^i \quad (2.24)$$

Ces quadratures sont obtenues par la méthode des volumes finis Chui (1993), Raithby (1990).

S'agissant de la discrétisation de l'espace angulaire hémisphérique, ce dernier est découpé en $N_\theta \times N_\vartheta$ angles de contrôle définissant $4N_\theta N_\vartheta$ directions distinctes. Ce découpage angulaire fait intervenir deux angles : l'angle polaire, θ , et l'angle azimutal, ϑ .

Pour notre cas, l'espace angulaire hémisphérique a été découpé en 32 angles solides définissant ainsi 32 directions distinctes. Cette discrétisation est largement suffisante selon l'analyse de sensibilité concernant le découpage angulaire effectuée par Safer (2006).

2.6 CFD et rayonnement solaire

Jusqu'ici nous avons fait une brève révision des principes théoriques qui englobent la simulation numérique des écoulements. Des notions des équations gouvernantes, des aspects concernant la turbulence et de la méthode numérique pour la résolution des équations, ainsi que les principes de la simulation des échanges para radiation avec la méthode MOD, ont été présentées. Maintenant, nous ferons référence à l'outil de simulation du rayonnement solaire qui est disponible dans Fluent.

L'intérêt d'inclure cet algorithme pour estimer la localisation et l'intensité du rayonnement solaire est nécessaire pour l'étude des charges thermiques sur les parois intérieures et l'impact sur la dynamique énergétique du bâtiment.

2.6.1 Algorithme d'illumination solaire

Le logiciel Fluent, dans sa version 6.2, possède un algorithme de calcul qui permet la prédiction de l'énergie thermique appliquée sur les surfaces qui sont illuminées directement par le soleil. Cet algorithme «d'enseillement», appelé *Solar Ray Tracing* (SRT), Fluent (2005), construit un faisceau lumineux à partir des paramètres d'intensité et de la position du soleil. Ces paramètres sont introduits dans la phase de préparation du modèle, soit manuellement par l'utilisateur ou, avec une «calculatrice solaire» optionnelle sur Fluent. Par la suite, la tache solaire qui apparaît sur les surfaces prend une magnitude physique en se couplant au modèle au moyen d'un terme source dans l'équation de l'énergie.

La densité énergétique que reçoit une surface sera déterminée par l'angle qui forme l'axe solaire avec cette surface. Puisque le rayonnement solaire arrive sur la terre sous la forme d'un faisceau parallèle. Une surface perpendiculaire à ces rayons intercepte la densité maximale d'énergie et, si l'on incline la surface à partir de cette position perpendiculaire, son éclairage diminue. Cette idée est illustrée à la figure 2.1.

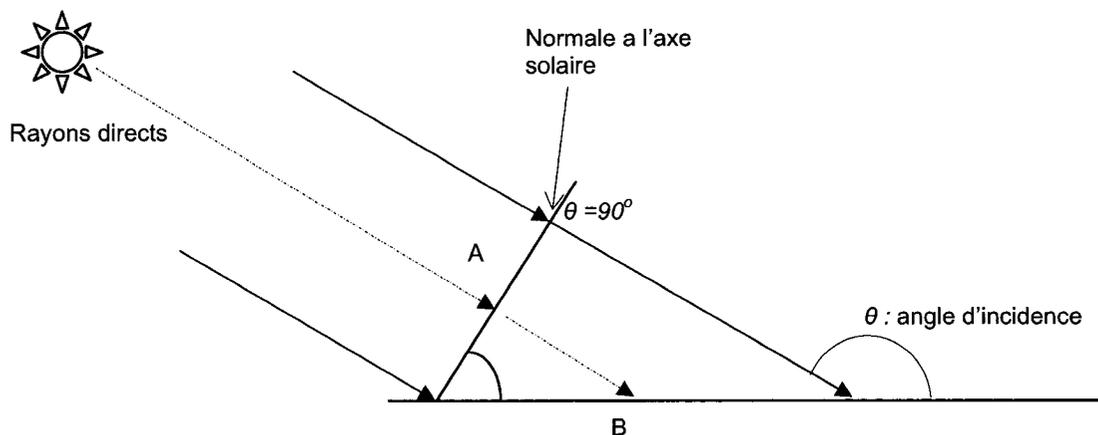


Figure 2.1: A et B reçoivent la même quantité absolue de rayons (Watts), mais l'aire de A est plus petite de celle de B, l'intensité est alors plus grande (W/m²)

Le grand avantage de l'algorithme SRT, par rapport aux méthodes traditionnelles, est la flexibilité d'incorporer la simulation du rayonnement solaire à toute sorte de configuration géométrique (ou architecturale), puisqu'elle permet de connaître exactement la localisation de la tache solaire et la juste quantité d'énergie sur les surfaces intérieures du bâtiment qui sont illuminées. L'hypothèse courante des outils de calcul énergétique de bâtiments, consiste à supposer que le flux solaire entrant est réparti uniformément sur l'une ou l'autre des surfaces du bâtiment. Cela sans faire attention à une éventuelle décomposition du rayonnement solaire sur plusieurs surfaces et ses effets sur les flux radiatifs nets échangés ou les flux thermiques convectifs.

2.6.2 Calcul de l'intensité et de la position du rayonnement solaire

La préparation des simulations CFD qui incluront le rayonnement solaire oblige à faire une révision de la technique de calcul de l'intensité et de la position du soleil en fonction de l'emplacement géographique, de l'heure et de la période de l'année. A cet effet, Fluent utilise les modèles mathématiques qui sont publiés dans *ASHRAE Fundamentals* (2001). La procédure et tous les détails de ces calculs se trouvent dans l'Annexe C de ce travail. Ici nous présentons quelques résultats du modèle de ASHRAE pour Montréal.

Généralités du rayonnement solaire sur Montréal (lat : 45.5°N, long : 73.5°W) :

Au-dessus de l'atmosphère terrestre, l'intensité du rayonnement solaire a une valeur fixe de 1367 W/m^2 , Duffie (1990), mais comme l'atmosphère diffuse et absorbe les rayons du soleil, moins d'énergie parvient sur la surface de la terre. Le rayonnement du soleil atteint son intensité maximale à midi et son plus haut niveau à l'équinoxe du printemps (21 Mars). Au Canada, l'intensité maximale est assez uniforme puisqu'elle varie de l'ordre de 5% passant de 957 W/m^2 à 45°N de latitude à 914 W/m^2 à 53°N de latitude, Jones (1998). Ceci est vérifié avec la figure 2.2.

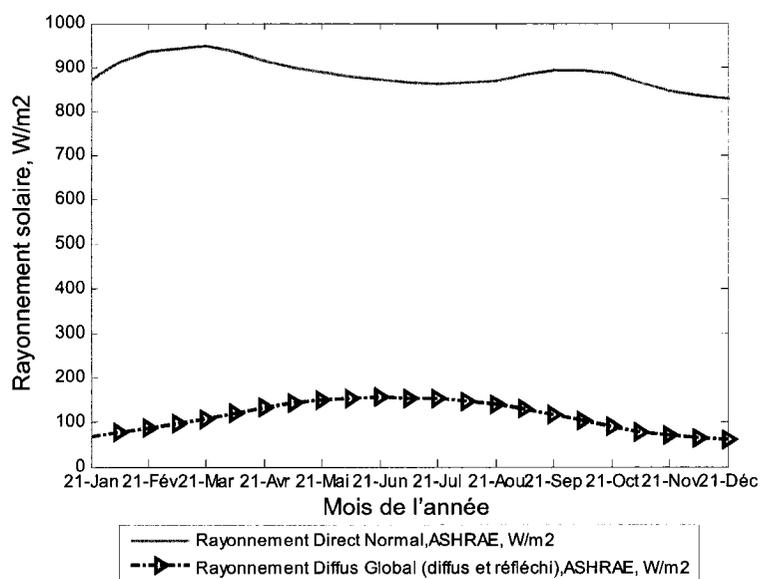


Figure 2.2 : Rayonnement solaire le long de l'année pour Montréal selon modèle d'ASHRAE *Fundamentals* (2001)

Le rayonnement direct est unidirectionnel. Son intensité est à son plus fort sur une surface perpendiculaire aux rayons du soleil. Le rayonnement direct apporte la plus importante quantité de chaleur. Par contre, comme le rayonnement diffus n'est pas unidirectionnel, son intensité est égale dans toutes les directions. La figure 2.3 illustre la variation de l'intensité solaire (directe et diffuse) le long d'une journée d'hiver à

Montréal avec un ciel dégagé.

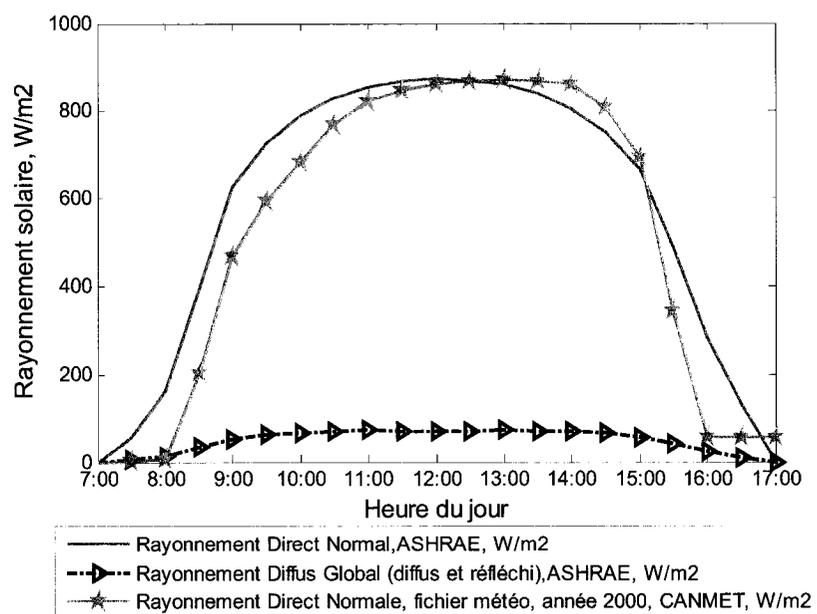


Figure 2.3 : Rayonnement solaire pour Montréal (Lat= 45.5°N, Long= 73.5°W) le 21 Janvier

2.7 Résumé

Dans ce chapitre nous avons fait une brève révision des concepts de base de la simulation numérique d'écoulements. Nous avons présenté les équations gouvernantes et quelques modèles de turbulence ainsi qu'une notion générale de la méthode pour la résolution numérique des équations. Nous avons nommé les principes derrière la simulation des échanges radiatifs et nous avons souligné les mécanismes que le logiciel Fluent utilise pour introduire le rayonnement solaire dans les simulations.

Tous ces modèles ont une importance majeure en ce qui concerne la prédiction des conditions de l'environnement intérieure en vue de l'étude énergétique d'un bâtiment. Nous présenterons maintenant une application de la CFD pour l'estimation des transferts thermiques à travers des parois d'un bâtiment.

CHAPITRE III : Transfert thermique à travers les parois du bâtiment.

3.1 Introduction.

Les mécanismes de transfert thermique à travers l'enveloppe d'un bâtiment ont un impact capital dans le bilan énergétique total et varient selon les conditions de l'environnement intérieur et extérieur. Dans le domaine de la mécanique du bâtiment, beaucoup d'effort est fait dans l'optique d'établir des corrélations mathématiques pour modéliser les flux de chaleur à travers les parois. Tous ces développements finissent par la proposition d'équations empiriques pour déterminer des coefficients de transfert thermique par convection (intérieur ou extérieur), couramment notés par $h_{i,e}$. Cependant, même s'il existe plusieurs modèles pour établir le $h_{i,e}$, ceux-ci dépendent de la forme de la pièce, de la surface considérée et du type de mécanisme de transfert thermique qui a lieu (convection naturelle, forcée ou mixte). Ainsi, leur fiabilité reste encore, pour certains cas, incertaine. Cela est attribué au fait que plusieurs paramètres ne sont pas considérés dans ces modèles. Notamment, la forme du domaine, la distribution spatiale de la température, la présence de courants d'air provoqué par circulation naturelle ou forcée, l'influence dans l'écoulement de la présence de personnes, de meubles, de ventilateurs, de radiateurs, de planchers radiants ou de taches solaires distribuées sur les surfaces. Il n'existent pas beaucoup de corrélations réalistes de $h_{i,e}$. Par conséquent, l'utilisation de la CFD dans ce domaine représente un avantage.

Dans ce chapitre nous regardons l'estimation du transfert thermique à travers les parois. La comparaison de valeurs expérimentales avec les simulations numériques nous mènera à établir le maillage optimal pour la simulation énergétique du bâtiment. Nous ferons aussi mention dans ce chapitre des critères utilisés pour établir des conditions aux frontières sur les parois extérieures du bâtiment.

3.2 L'influence du maillage sur le coefficient de transfert thermique intérieur, h_i .

Le maillage est une discrétisation de l'espace à étudier. Il est le support des calculs CFD. Il est constitué d'un ensemble d'éléments dans lesquels les équations gouvernant le problème seront résolues. Lors d'une étude CFD, l'étape de création du maillage est cruciale pour assurer la cohérence des résultats et pour prendre en compte les considérations numériques (critères de convergence) du cas à étudier. En plus, la notion de raffinement de maillage est liée à la taille du pas d'espace aux endroits à forts gradients (il faut mailler petit dans une zone de fort gradient). Le logiciel utilisé dans ce travail pour la génération du maillage est Gambit (2005).

Compte tenu des dimensions, des écarts de température et des vitesses en jeu dans un bâtiment, les mouvements de l'air sont essentiellement turbulents. Cela est important puisqu'il existe une étroite relation entre le modèle de turbulence sélectionné et le maillage à utiliser. Le modèle $\kappa-\varepsilon$ standard, vu au Chapitre II, est par définition seulement valide pour les écoulements complètement turbulents. Cela dérive de l'hypothèse de l'existence d'un nombre de Reynolds élevé, Stamou & Katsiris (2006). Pour ce modèle, le traitement proche des parois, où le nombre de Reynolds est petit (dû aux faibles vitesses), est basé sur l'application d'une approximation logarithmique, aussi connue sous le nom de « loi de la paroi » qui contourne la résolution des équations gouvernantes. Ce modèle a fait ses preuves dans plusieurs applications en ingénierie, par exemple les écoulements dans des conduites. Cependant, certaines caractéristiques des écoulements à l'intérieur du bâtiment, comme l'apparition de régions de faibles vitesses (à bas nombres de Reynolds), requièrent de l'utilisation d'un modèle de turbulence plus efficace. A cet effet, tel qu'il a été souligné au Chapitre II, le modèle $\kappa-\varepsilon$ /RNG, qui constitue une version alternative pour Reynolds bas du $\kappa-\varepsilon$ standard, s'avère adéquat selon, Awbi & Hatton (1999) et Stamou & Katsiris (2006). Il a l'avantage de s'étendre jusqu'aux régions à bas nombre de Reynolds grâce à la dépendance de la viscosité turbulente par rapport au nombre de Reynolds et aussi parce que ce modèle prend en

compte les variations du nombre de Prandtl turbulent avec le nombre de Reynolds, Fluent (2005). Ceci sans avoir recours aux lois de paroi. La seule condition requise est celle d'avoir un maillage suffisamment fin au voisinage des parois.

Une fois les algorithmes de calculs choisis, une étude du maillage s'impose. Pour ce faire, nous nous référons aux travaux expérimentaux de Awbi (1998) qui a quantifié le transfert de chaleur au travers des parois d'un espace habité de dimensions typiques. Dans cette étude, une chambre est conditionnée de sorte à s'assurer d'un contrôle total sur le flux de chaleur qui traverse les parois. Les conditions expérimentales, qui serviront pour une comparaison avec nos résultats numériques, sont données au tableau 3.1. Les températures imposées sur les parois sont le résultat d'une température moyenne intérieure voulu de 21°C. La géométrie utilisée est illustrée sur la figure 3.1.

Paroi Est	Température constante : 45°C
Paroi Ouest	Température constante : 20°C
Paroi Sud	Température constante : 20°C
Paroi Nord	Température constante : -5°C
Plafond	Température constante : 20°C
Plancher	Température constante : 20°C

Tableau 3.1 : Condition aux frontières

Pour évaluer l'influence du maillage sur les résultats, nous avons résolu numériquement le cas expérimental de Awbi (1998) avec des grilles de tailles différentes. Néanmoins, afin de focaliser l'analyse, nous avons seulement fait varier les éléments qui sont proches des parois. C'est-à-dire, nous avons modifié la distance de la première maille à la paroi en ajoutant des éléments seulement dans une région proche à celle-ci. Le maillage de base est constitué de mailles structurées de dimension approximative de 0.15m x 0.15m x 0.15m. Il est important de noter que le maillage peut être modifié dans la phase de simulation de Fluent. Il est possible, par exemple, de faire une adaptation du

maillage à l'aide de l'option *adapt*, selon divers critères permettant de définir des régions à l'intérieur du domaine de calcul. Par exemple, il est possible d'adapter un maillage selon le gradient d'un certain paramètre ou simplement sur une frontière déterminée, comme est le cas dans ce travail. Ainsi, pour les différents maillages que nous avons employés, l'adaptation a été faite en Fluent (et non dans Gambit) sur toutes les frontières en ajoutant de divisions successives jusqu'à arriver à une distance de 15mm de la paroi.

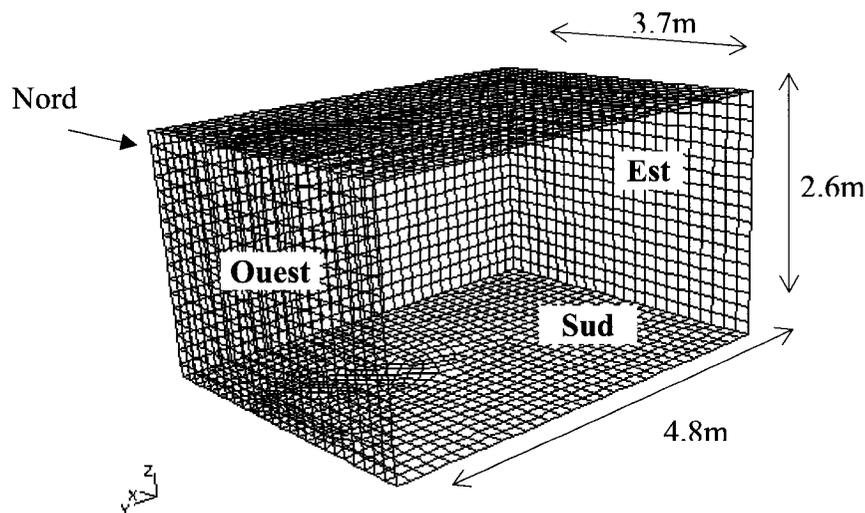


Figure 3.1: Géométrie et maillage de base (maille de 0.15mx0.15m)

Le paramètre que nous avons observé est le coefficient de transfert thermique par convection. Pour le calculer, nous avons utilisé l'équation :

$$h_i = \frac{q}{T_{surface} - T_{air}} \quad (3.1)$$

où q (W/m^2) est le flux de chaleur à la surface qui est obtenu dans la phase de *post-processing* de Fluent, ainsi que $T_{surface}$ (K) et T_{air} (K) sont les températures de la surface et de l'air respectivement. Cette dernière température correspond à celle de l'air à 100mm de la paroi, qui correspond aussi à la distance où sont placés les senseurs de température du montage expérimentale de Awbi (1998). La distance 100mm assure que la température de l'air en ce point est suffisamment proche de la paroi, mais en dehors

de la couche limite fluide, Novoselac et al. (2006).

La corrélation proposée par Awbi & Hatton (1999), à partir de ses données expérimentales en 1998 pour les parois verticales est en fonction de la différence de température et s'exprime comme :

$$h_i = \frac{1.823}{Dh^{0.121}} (\Delta T)^{0.293} \quad (3.2)$$

Avec le diamètre hydraulique :

$$D_h = \frac{4 \times \text{Aire}}{\text{Périmètre}} = 3.37m$$

La corrélation (3.2) plus les résultats numériques exprimés en fonction de la distance de la première maille à la paroi sont comparés sur la figure 3.2. Le tableau 3.2 donne le nombre de mailles correspondant à chaque cas.

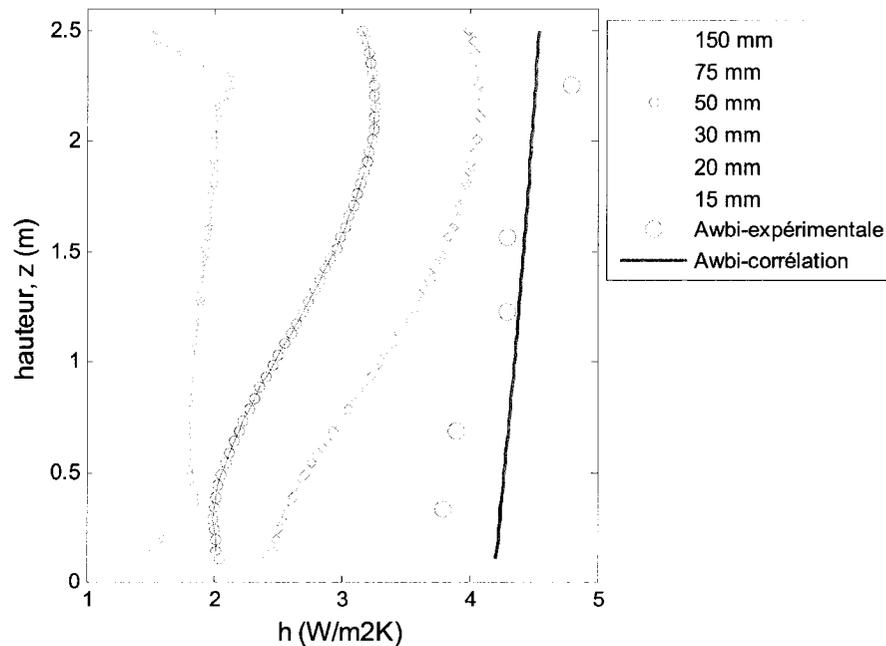


Figure 3.2 : Profil du coefficient de transfert thermique pour une ligne verticale sur la paroi Est et pour différentes distances du premier élément à la paroi.

Les valeurs de h_i à la figure 3.2 correspondent au résultat sur une ligne verticale centrale et éloignée de 100mm de la paroi Est. Nous remarquons que le coefficient de transfert thermique obtenu par Fluent est très sensible aux caractéristiques du maillage. Nous voyons qu'un maillage inadéquat peut entraîner des erreurs de calcul pour l'estimation de transfert de chaleur au delà de 50%. Nous constatons aussi une bonne concordance avec les données expérimentales de Awbi (1998). Cependant, nous distinguons des légères différences à la base de la chambre qui met en évidence une certaine limitation de la formulation de Awbi & Hatton (1999) pour s'ajuster au profil expérimental de h_i .

Cette étude sur le maillage permet de fixer un ordre de grandeur par rapport aux caractéristiques du maillage que nous allons utiliser par la suite. De la figure 3.2, nous constatons que le maillage ayant 15mm de distance entre le premier élément et la paroi, est la configuration idéale pour une convenable correspondance avec les données expérimentales. Cependant, en vue des simulations que nous prévoyons réaliser dans ce travail (une maison avec plusieurs pièces), il nous semble raisonnable de limiter la qualité du maillage afin de ne pas alourdir excessivement les modèles à venir. A cet effet, il nous semble acceptable d'adopter le critère de 30mm (entre la première maille et la paroi) comme norme pour toutes les simulations de espaces habités ayant des dimensions similaires.

Distance première cellule à la paroi (mm)	Nombre de cellules
150	14.858
75	18.411
50	22.953
30	34.125
20	48.401
15	66.165

Tableau 3.2 : Nombre de cellules pour chaque simulation

Il est intéressant de remarquer que les corrélations disponibles dans la littérature, tel que celle de Awbi & Hatton (1999) (équation 3.2) pour le calcul de transfert thermique des

parois, sont en générale représentatives du phénomène thermique qu'elles modélisent. Cependant, il faut noter que dans le domaine de bâtiment, sauf exceptions, chaque bâtiment est un prototype unique pour lequel les corrélations existantes ne sont pas nécessairement bien adaptées. Un exemple est le modèle illustré à la figure 3.3. Pour ce cas, nous avons ajouté une sortie d'air (une porte) et un entrée d'air avec un taux de changement de 4ach (*air changes per hour*) à 21°C (pour maintenir la température moyenne intérieur sans changement). Cette circulation d'air est très inférieure au taux de rénovation d'air standard de 15ach utilisé normalement pour les bureaux, Spitler et al. (1991). La figure 3.3 illustre la nouvelle situation.

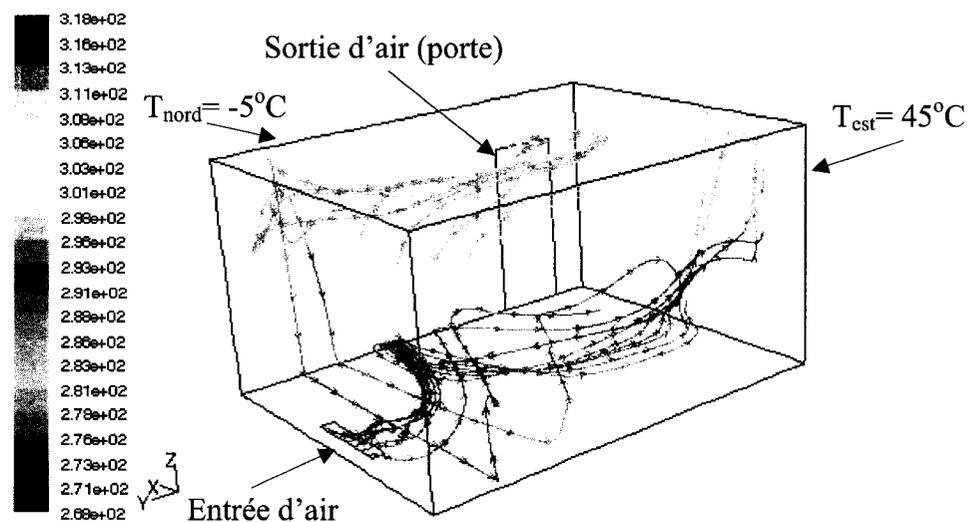


Figure 3.3 : Chambre modifiée avec entrée d'air (4ach)

Pour les nouvelles conditions, nous avons tracé encore la courbe du coefficient de transfert thermique pour la paroi Est. Nous observons à la figure 3.4 que la modification sur la structure de circulation d'air a un impact significatif par rapport aux résultats du cas avec convection naturelle seulement. Cet exemple illustre ainsi de manière simple la pertinence de l'utilisation de la CFD dans le bâtiment.

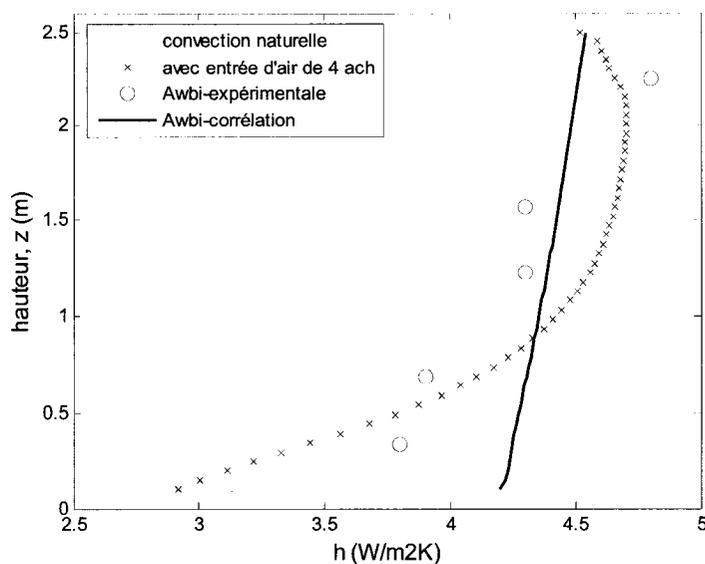


Figure 3.4 : Impacte d'une perturbation d'air sur le coefficient de transfert thermique pour une ligne verticale sur la paroi Est.

3.3 Le coefficient de transfert thermique extérieur, h_{ext}

Les surfaces externes d'un bâtiment ont un échange thermique avec l'environnement par convection et par radiation. Ceci se produit sous l'influence des conditions extérieures comme le vent, la température ambiante et le rayonnement solaire. Une bonne compréhension de phénomènes de transfert thermique des surfaces externes du bâtiment est très importante, puisque elle nous mènera à estimer correctement les pertes à travers l'enveloppe du bâtiment. Habituellement, dans les logiciels de bilan énergétique de bâtiments, le flux énergétique provenant de parois externes est estimé à l'aide d'un coefficient combiné qui inclut les transferts de chaleur par convection et par radiation. Pour le calcul de ce coefficient, ASHRAE (2001) propose la corrélation suivante :

$$h_{cr} = a_1 + a_2V + a_3V^2 \quad (3.2)$$

où h_{cr} (W/m²K) est le coefficient de transfert thermique extérieur combiné (convection-radiation), a_n sont des coefficients qui dépendent de la texture de la surface et V la vitesse du vent en m/s. Au tableau 3.3 on trouve les coefficients a pour certains matériaux.

Matériau	a_1	A_2	a_3
Stucco	11.58	5.894	0.0
Brique rugueuse	12.49	4.065	0.028
Béton	10.79	4.192	0.0
Pin clair	8.23	4.0	-0.057
Plâtre lisse	10.22	3.1	0.0
Vitre	8.23	3.33	-0.036

Tableau 3.3 : Coefficient polynomial pour décrire surface extérieur

Ainsi par exemple, pour une surface extérieure constituée de brique rugueuse et pour un vent moyen de 4.02 m/s, qui est d'ailleurs la valeur moyenne annuelle utilisé par ASHRAE (2001), le coefficient de transfert thermique extérieur combiné est $h_{cr}=29.3$ W/m²K. Pour le cas des fenêtres, le coefficient de transfert thermique extérieur combiné est $h_{cr}= 21.0$ W/m²K. Ces valeurs sont couramment utilisées comme conditions aux frontières des parois extérieures dans les simulations de bâtiments. Cependant, dans ce travail nous avons voulu décomposer ce coefficient en considérant de façon indépendante les effets convectifs et radiatifs. D'ailleurs, Fluent permet d'identifier les échanges radiatifs et convectifs des surfaces extérieures du domaine avec l'utilisation de la condition de frontière MIXTE (convection et radiation). Le *setup* de cette option exige principalement l'introduction d'un coefficient de transfert par convection, h_c (W/m²K), une température radiante extérieure, T_r (K), et l'émissivité superficielle, ε . Afin de bien utiliser cette option, il faut alors enlever la portion de radiation du coefficient combiné (h_{cr}). A cet effet, Duffie (1990) estime que si la température de l'environnement extérieur est proche de celle de la surface, l'échange radiatif vers l'extérieur peut être approximé avec l'équation suivante:

$$h_r = 4\varepsilon\sigma\bar{T}^3 \quad (3.3)$$

où \bar{T} est une température moyenne entre la surface et l'environnement extérieur. Pour démarrer un calcul elle peut être considérée égale à la température extérieure suivi

d'ajustements successifs. Dans cette formule, ε et σ indiquent l'émissivité superficielle et la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) respectivement. Alors par exemple, pour une température extérieure moyenne de -15°C (258K) et une émissivité $\varepsilon = 0.84$ (verre ordinaire), le coefficient thermique dû aux effets radiatifs est $h_r = 3.3 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Finalement, les valeurs résultantes pour les coefficients thermiques décomposés sont montrés au tableau 3.4 et sont ces grandeurs qui seront utilisés pour les conditions de frontière des parois extérieures.

Brick rugueux (-15°C)	$\varepsilon = 0.90$
$h_{cr} \text{ (W/m}^2\text{K)}$	29.3
$h_r \text{ (W/m}^2\text{K)}$	3.5
$h_c \text{ (W/m}^2\text{K)} = h_{cr} - h_r$	25.8
Vitre (-15°C)	$\varepsilon = 0.84$
$h_{cr} \text{ (W/m}^2\text{K)}$	21.0
$h_r \text{ (W/m}^2\text{K)}$	3.3
$h_c \text{ (W/m}^2\text{K)} = h_{cr} - h_r$	17.7

Tableau 3.4 : Coefficient de transfert thermique

Il est important de noter que Fluent permet de simuler le transfert de chaleur par conduction à travers des parois sans avoir besoin de construire le solide géométrique. Pour ce faire, le logiciel a l'option *shell-conduction* dans la préparation des conditions aux frontières. Lorsque cette option est choisie, Fluent effectue un calcul unidirectionnel de la résistance thermique des parois à partir des propriétés thermiques des matériaux introduites dans la phase de préparation (annexe A). Cette approximation est très acceptable si on considère que les pertes thermiques aux parois du bâtiment ont lieu principalement dans le sens transversal du mur (et moins importantes vers les extrémités). Cette approche est très convenable puisque la simulation CFD des transferts thermiques conjugués (fluide-solide) bien que plus réaliste, a un coût informatique

important, (Chen (1995)).

Jusqu'à présent, nous avons présenté un critère pour établir les conditions aux frontières des parois extérieures du bâtiment. Cependant, au moyen de la CFD il est possible d'inclure de manière plus précise l'effet de l'air extérieur (vitesse du vent) et ses caractéristiques de direction et de température. Ce chemin est direct et évite les incertitudes inhérentes aux approximations sur les conditions aux frontières vues précédemment. Cependant, le coût informatique associé à cette pratique est élevé. Alors, pour l'instant, nous avons choisi d'alléger le calcul et de ne pas appliquer la simulation numérique à l'extérieur du bâtiment et simplement adopter les approximations qui sont détaillées au tableau 3.4.

3.4 Résumé

Nous avons identifié les caractéristiques qui doivent être considérées pour la construction d'un maillage dédié à la simulation d'un espace habitable. Nous avons remarqué que le maillage est surtout restreint par des considérations liées aux éléments dans le voisinage des parois. En particulier, nous avons établi comme critère de simulation celui de préserver une distance approximative de 30mm entre la paroi et le premier élément du maillage. Par rapport aux phénomènes à l'extérieur du bâtiment (vent, température, etc.) nous avons élaboré des critères pour l'application de conditions frontières qui évitent des calculs CFD (réduction du temps de calcul). Maintenant, nous allons aborder la simulation CFD de l'espace intérieur du bâtiment sous la perspective du confort thermique et de la qualité d'air.

CHAPITRE IV : Confort thermique.

4.1 Introduction.

L'objectif fondamental des concepteurs des bâtiments est de concevoir un environnement intérieur confortable avec une consommation d'énergie minimale. Afin d'améliorer le bien-être à la maison ainsi que la productivité au travail, une grande quantité de travaux expérimentaux ont été réalisés pour le développement de modèles qui relient la perception du confort thermique des individus avec certaines variables environnementales. Plusieurs chercheurs ont travaillé pour quantifier ces variables, mais sans doute le scientifique qui a produit l'étude la plus exhaustive à ce sujet a été Fanger (1982). Basé sur le «vote» de près de 1400 sujets il a créé une relation empirique permettant de ramener l'état du confort à une échelle thermique (-3 à 3). Cet indice est connu comme *PMV* (*predicted mean vote*) ou vote moyen prévisible. Plusieurs outils de calcul sont disponibles pour l'estimation de ce paramètre (*ASHRAE-Tools* (1997)) et, en général, tous sont basés sur les principes de conditions uniformes (température, par exemple) à l'intérieur des zones de calcul. Cependant, les propriétés de l'air peuvent avoir des variations importantes dans l'espace et le degré de confort devient alors une variable qui dépend de la position spatiale. En relation à cette problématique, nous proposons dans ce chapitre la révision des modèles de confort thermique, mais intégrés dans la modélisation CFD tridimensionnelle. Cette méthode permettra l'évaluation du confort thermique en tenant compte des gradients de toutes les propriétés, et ce dans chaque point du domaine.

Dans ce chapitre, trois indices liés au confort seront présentés; le *PMV* (*predicted mean vote*), le *PPD* (*predicted pourcentage of dissatisfaction*) et l'indice *MAA* (*mean age of air*), qui est un paramètre très utilisé dans le domaine de ventilation et de la qualité d'air.

4.2 Les indices de confort thermique *PMV* et *PPD*

Il existent plusieurs études qui portent sur une évaluation du confort thermique à partir de trois classes de variables: variables de l'ambient (température et vitesse de l'air), d'activité physique et d'habillement. Développé à l'origine par Fanger (1970) et plus tard adopté comme normes ISO 7730 et ASHRAE-55 (1992), l'indice *PMV* est basé sur une équation empirique résultat de tests sur 1396 sujets soumis à différentes conditions et qui ont due « voter » selon l'échelle suivante pour quantifier leur niveau de confort.

+ 3	Trop chaud
+ 2	Chaud
+ 1	Légèrement chaud
0	Neutre
- 1	Légèrement frais
- 2	Frais
- 3	Froid

Tableau 4.1: Échelle pour quantifier le niveau de confort.

Fanger a compilé ces résultats et il en a déduit le *PMV* fondé sur un bilan thermique global simplifié S du corps humain, placé dans l'ambiance à analyser, et ramené à l'échelle de confort du tableau 4.1 par un coefficient empirique A . L'expression générale est :

$$PMV = A \times S = A[(M - W) - (E_{vap} + R + C + R_{esp})] \quad \text{avec} \quad A = 0.303e^{-0.036M} + 0.028 \quad (4.1)$$

L'équation dans sa formulation étendue est donnée par :

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \times \left\{ (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - p_a] \right. \\ \left. - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) \right. \\ \left. - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] \times f_{cl} h_{cl}(t_{cl} \pm t_a) \right\} \quad (4.2)$$

Avec

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 + (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_{cl} (t_{cl} - t_a) \right\}$$

$$h_c = \max[2.38(t_{cl} + t_a)^{0.25}, 12.1v^{0.5}]$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.290I_{cl} & \text{for } I_{cl} \leq 0.078m^2 / kW \\ 1 + 0.465I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.078m^2 / kW \end{cases}$$

où,

PMV est le vote moyen prévisible (-3 à +3). Si *PMV*=0, cela veut dire que le corps est en équilibre thermique.

M est le métabolisme ou taux de production de la chaleur du corps résultants de l'oxydation de la nourriture, en met (1met = 58.15 W/m²). Pour une personne en état sédentaire à la maison ou au bureau, M = 1 met, ASHRAE (1992).

W est le travail produit par le corps, W/m². En sommeil W = 0 W/m².

I_{cl} est la résistance thermique de la tenue vestimentaire en (clo)

f_{cl} est le rapport entre la surface du corps recouvert de vêtement et la surface non recouverte de vêtement.

t_a est la température ambiante (DB) en °C

t_r est la température moyenne radiante en °C

v est la vitesse de l'air (m/s)

p_a est la pression partielle de la vapeur d'eau (*p_a*)

Bien que par rapport à la température ambiante on pourrait considérer qu'un niveau de confort acceptable est atteint, la sensation de confort thermique dépend aussi d'autres facteurs. En effet, bien que la température de l'air est une source évidente de confort ou

d'inconfort thermique, ce n'est pas le seul aspect de l'environnement à être pris en compte. La température moyenne de rayonnement MRT (*mean radiant temperature*) et le mouvement d'air, ont aussi un rôle crucial dans la perception du confort. Contrôler la température de l'air sans penser à ces autres aspects peut facilement mener à des conditions de confort inadéquates. Par ailleurs, le courant d'air est défini en tant que refroidissement local non désiré du corps humain. C'est un fait connu que la sensation du courant d'air augmente avec l'accroissement de la vitesse d'air, la diminution de la température et l'augmentation du niveau de l'intensité de turbulence. Le mouvement d'air affecte la réponse thermique de l'occupant, en changeant le taux de transfert de chaleur vers et à partir du corps. Ainsi, pour la condition $T_{\infty} < T_{corps}$, des conditions de faible mouvement d'air réduisent le transfert thermique, et de ce fait augmente la température du corps et augmente la sensation de chaleur. Au contraire, des conditions de mouvement d'air plus élevées augmentent le taux de transfert thermique, refroidissant le corps.

Pour toutes ces raisons, nous avons utilisé le PMV afin d'estimer théoriquement l'indice mis en jeu dans le confort thermique. Cependant, bien que le PMV semble suffisant, l'adoption d'un deuxième indice est indispensable puisque il est impossible de satisfaire l'ensemble des occupants d'un même local. Il y a toujours un minimum de 5% de sujets insatisfaits pour un $PMV = 0$, c'est-à-dire la neutralité, Fanger (1970). Ce nouvel indice est le PPD (*predicted pourcentage of dissatisfaction*) ou pourcentage prévisible d'insatisfait donné par l'expression suivante, ASHRAE (1992) :

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-\left[0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2\right]} \quad (4.3)$$

Lorsque le PMV est nul, l'équation d'équilibre thermique est vérifiée ce qui correspond donc à la sensation de bien-être. Le PPD est donc déduit de sa variation. Il est à noter que le PPD est symétrique par rapport au PMV .

L'intervalle de confort préconisé par la norme ISO et confirmé par la norme ASHRAE est :

$$-0.5 \leq PMV \leq 0.5$$

$$PPD \leq 10\%$$

Plusieurs programmes de calcul des paramètres PMV et PPD existent, mais l'un des plus utilisés a été développé par ASHRAE dans son projet de recherche RP-781 (Fountain (1997)). La plus grande limitation des logiciels disponibles pour le calcul du confort thermique est que l'utilisateur doit introduire la température moyenne radiante (MRT) résultante entre la personne et les parois chaudes ou froides qui l'entourent (Zmeureanu (2003)). Le standard ASHRAE-55 présente des diagrammes pour le calcul des facteurs d'angle entre une personne assise ou debout avec des parois verticales ou horizontales. Cependant, l'obtention de cette valeur demeure difficile pour les cas où la géométrie est plus complexe.

Dans ce travail, l'évaluation des paramètres de confort thermique dans tout le domaine est faite à l'aide d'une procédure de calcul (UDF) élaborée par Fluent et disponible au laboratoire d'aérothermie de l'École Polytechnique de Montréal. Cette UDF est décrite à l'Annexe E.

En principe, pour le calcul des paramètres de confort l'UDF en question permet de créer deux nouveaux scalaires nommés $scalar-1$ et $scalar-2$ qui correspondent au PMV et PPD respectivement. Ces scalaires sont calculés dans la phase du *post-processing* de Fluent à partir d'une solution déjà convergée, c'est à dire, après que les calculs de transport d'énergie, de radiation et d'espèces (vapeur d'eau) dans l'air ont été effectués. Donc, l'UDF permet d'évaluer l'équation 4.2 et 4.3 et ainsi effectuer le calcul des paramètres de confort thermique dans chaque élément du domaine.

Nous notons que pour l'estimation du MRT (nécessaire pour le calcul du PMV), l'UDF que nous avons utilisé fait appel au modèle de radiation P1, incorporé dans Fluent. Cette

contrainte technique vient des suggestions de Fluent pour l'utilisation correcte de cette UDF. Cependant, il est possible d'utiliser avant n'importe quel autre modèle de radiation (disponible dans Fluent) à la condition d'effectuer le changement à P1 à l'étape de *post-processing*. Cette stratégie permet de garder les températures originales obtenues avec le modèle de radiation qui s'ajustait mieux au cas considéré (MOD pour notre travail).

4.2.1 Validation pour le calcul de PMV et PPD

La validation de l'UDF utilisé pour l'estimation du *PMV* et *PPD* a été réalisée à travers la comparaison de nos résultats numériques avec les données expérimentales de Zmeureanu (2003). L'installation expérimentale, qui est montrée à la figure 4.1, est une chambre de 3.6m ,3.06m et 2.03m de hauteur dans laquelle une plaque chauffante a été installée dans une de ses extrémités simulant une fenêtre.

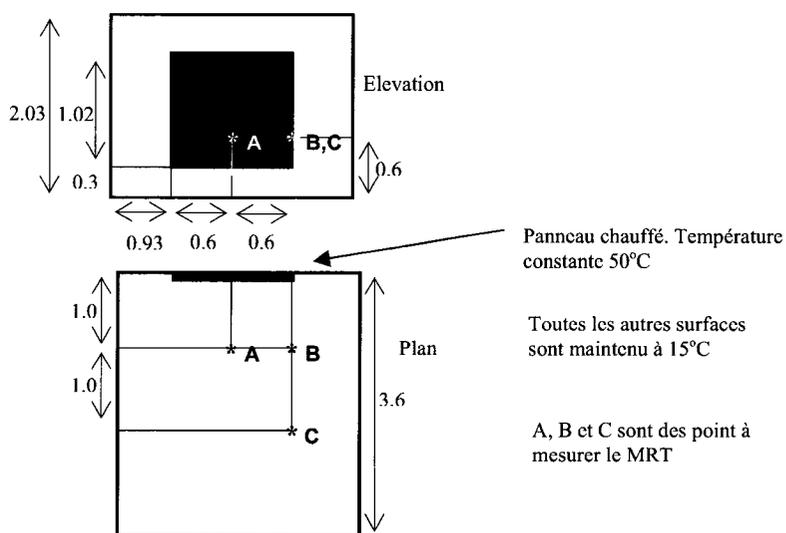


Figure 4.1: Emplacement expérimental de Zmeureanu (2003)

La plaque chauffante est contrôlée et maintenue à une température constante de 50°C et toutes les autres parois qui sont maintenues à 15°C. Zmeureanu a calculé la température moyenne radiante suivant l'équation proposée par ASHRAE-55 (1992) :

$$MRT = \left\{ \sum ((T_k + 273.15)^4 F_{P-k}) \right\}^{0.25} - 273.15 \quad (4.4)$$

où T_k (°C) est la température moyenne de la surface k et le facteur de forme entre un point P et la surface k , F_{P-k} , qui est qui est calculé suivant la méthodologie proposée par ASHRAE-Fundamentals (2001) . La MRT a été aussi mesurée avec un BGT (*black globe thermometer*). Les valeurs expérimentales du PMV ont été mesurées avec un TCM (*thermal comfort meter*) et aussi calculées avec l'outil ASHRAE-Tool (1997) avec les paramètres suivants : niveau d'activité égal à 1.2 met; isolation thermique de vêtements égale à 1.0 clo, valeur de pression de vapeur égale à 0.9kPa (qui correspond à une humidité relative de l'air de 50%), et vitesse de l'air constante de 0.2m/s, Zmeureanu (2003).

Les résultats numériques, montrés aux figures 4.2 a) et 4.2 b), illustrent les iso-valeurs de la MRT et le PMV respectivement obtenues avec Fluent. Les trois points de l'espace, signalés par A, B et C, ont été mesurés expérimentalement. La comparaison des simulations et les mesures de ces points est indiquée aux figures 4.3 a) et 4.3 b).

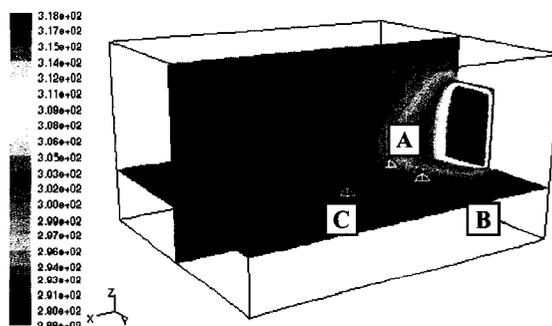


Figure 4.2 a): Iso-valeur de MRT obtenue avec modèle de radiation DO de Fluent

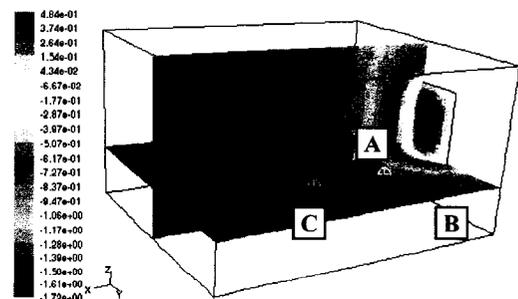


Figure 4.2 b): Iso-valeur de PMV obtenue avec l'UDF, Fluent (2001)

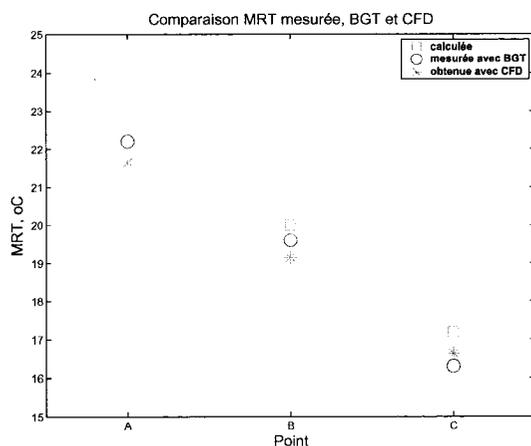


Figure 4.3 a): Comparaison des valeurs de *MRT* pour les points A, B et C

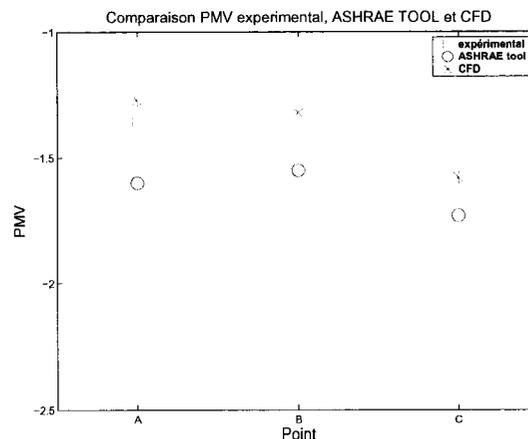


Figure 4.3: b) : Comparaison des valeurs *PMV* pour les points A, B et C

Nous observons que les valeurs de *MRT* et de *PMV* obtenues par CFD montrent une concordance avec ceux qui ont été mesurés par Zmeureanu (2003). Il est intéressant de noter que les résultats satisfaisants sur cette simple géométrie révèlent l'énorme potentiel de la CFD pour des études de confort thermique appliquées à des géométries plus complexes.

4.3 Le temps de résidence de l'air, *MAA*.

Le paramètre *MAA* (*mean age of air*) se traduit comme le temps que prend l'air à l'entrée pour atteindre un point quelconque dans l'espace. Cet indice est reconnu comme le plus pertinent pour déterminer la qualité de l'air dans les espaces fermés, Xing et al. (2001). Il représente le temps de résidence de l'air dans un point précis de l'espace et pourtant est un indice très éloquent du degré de contamination à cet endroit. Le *MAA* est utilisé pour les études de dilution d'espèces dans l'espace et pour l'évaluation de l'efficacité de systèmes de renouvellement d'air (par exemple, pour étudier les conséquences de la disposition des diffuseurs de ventilation d'un espace), Shaw (2000). Le calcul du *MAA* est effectué avec l'addition de l'équation de transport suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) = S_\phi \quad (4.5)$$

où ϕ est le scalaire *MAA*, ρu_i est le flux massique, $\Gamma = 2.88\rho \times 10^{-5} + \mu_{EFF}/0.7$ est le coefficient de diffusion de ϕ pour le mélange d'air (air plus éventuelle espèce transportée) et S_ϕ le terme source qui varie en fonction de la densité du mélange d'air. Les conditions aux frontières employées pour résoudre l'équation du *MAA* sont : une valeur nulle du scalaire *MAA* à l'entrée, et un gradient nul à la sortie ainsi que à toutes les surfaces, Gan (2001). Cet indice est appelé scalaire passif parce qu'il n'altère pas les champs de vitesse, cela vient de la supposition que la production de l'espèce est uniforme dans tout le domaine, Bartak et al. (2001). D'ailleurs, l'équation de transport ci-dessus requiert des valeurs de vitesse et viscosité turbulente de tout le domaine pour être calculée. Cela veut dire que l'obtention du *MAA* ne peut être réalisée qu'une fois que la solution fluide ait déjà convergé. Autrement dit, le *MAA* est seulement obtenu à l'étape de *post-processing*.

Étant donné que Fluent n'inclut pas l'option de calcul du *MAA*, nous avons fait appel à une autre procédure de calcul (UDF) aussi élaborée par Fluent et disponible au laboratoire d'aérothermie de l'École Polytechnique de Montréal. Elle est décrite à l'Annexe E. Cette procédure est exécutée à partir d'une solution convergée, mais à différence de la précédente pour le calcul du *PMV* et du *PPD*, celle-ci introduit l'équation de transport 4.5 laquelle est résolue par Fluent dans tout le domaine fluide afin d'obtenir le scalaire *MAA* dans chaque point de l'espace.

4.3.1 Validation pour le calcul du *MAA*

Afin de valider le calcul du *MAA*, nous avons décidé de comparer les résultats numériques avec les données expérimentales de Bartak et al. (2001). Ce chercheur a fait une étude numérique et expérimentale de l'indice *MAA* pour une chambre ventilée mécaniquement. Le modèle qu'il a utilisé est illustré à la figure 4.4. Il s'agit d'une chambre de 4.2m de longueur, 3.6m de largeur et 3m de hauteur avec une ouverture d'entrée d'air de 0.3m par 0.2m à 2.05 de hauteur. L'air entre à une vitesse uniforme de

1.68 m/s équivalent à 8 ach (*air changes per hour*) et une température constante de 23°C. Toutes les parois sont adiabatiques et la sortie d'air sur le plafond de la chambre est à pression atmosphérique.

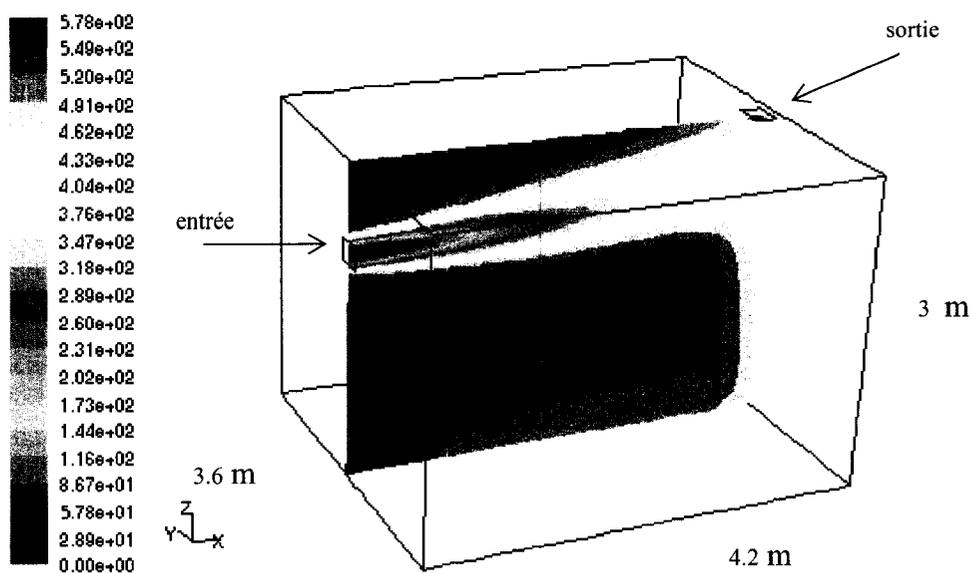


Figure 4.4: Chambre expérimentale de Bartak (2001) et iso-valeur du *MAA*

Les résultats numériques, illustrés sous la forme d'iso-valeurs de *MAA* sur le mi-plan vertical, sont montrés à la figure 4.4. Les résultats montrent l'impact du jet air qui entre dans la pièce sur le paramètre de fraîcheur (*MAA*) de la pièce. De la figure nous pouvons vérifier que le *MAA* est très petit à l'entrée (un temps de résidence de l'air minime), puis il augmente graduellement le long du jet jusqu'à atteindre les valeurs maximales au sein des circulations où l'air devient stagnant.

Les mesures expérimentales effectuées par Bartak et al. (2001) ont été réalisées à l'aide des capteurs de gaz traceurs installés sur des lignes verticales et sur plusieurs endroits du domaine. La figure 4.5 montre les mesures du *MAA* sur trois distances de l'entrée soit $x = 1.13\text{m}$, $x = 2.2\text{m}$, $x = 3.2\text{m}$ et tous pour $y = 1.9\text{m}$. Nous remarquons la bonne correspondance du profil obtenu par simulation numérique avec les mesures expérimentales ponctuelles.

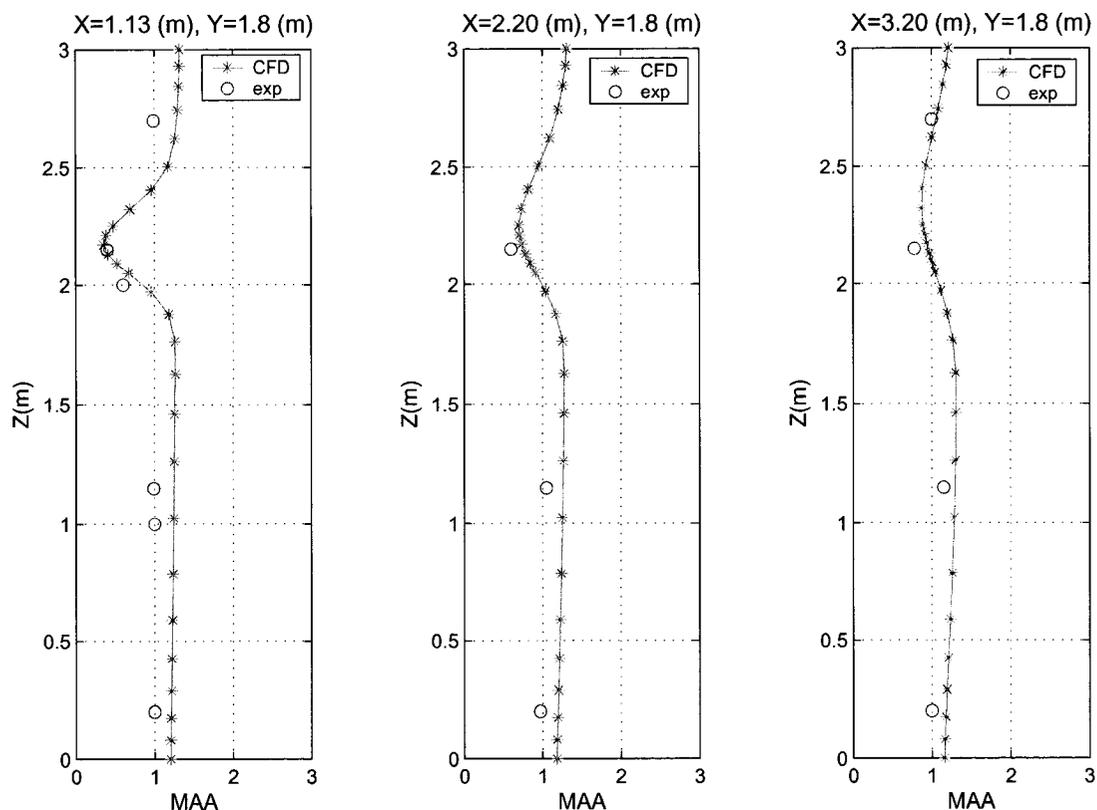


Figure 4.5: Comparaison des données expérimentales de Bartak (2001) avec les résultats numériques sur trois lignes verticales à différentes distances de l'entrée d'aire; soit $x = 1.13\text{m}$, $x = 2.2\text{m}$, $x = 3.2\text{m}$

4.4 Résumé

Dans ce chapitre nous avons présenté les indices de confort thermique : PMV , PPD et MAA , qui sont utilisés pour étudier les conditions environnementales (confort thermique et qualité d'air) à l'intérieur des espaces fermés. Nous avons employé une procédure de calcul (UDF) qui permet l'évaluation des indices de confort PMV , PPD et MAA à partir de la solution numérique d'un écoulement tridimensionnel. Ces résultats ont été comparés à des données expérimentales trouvées dans la littérature. L'efficacité de la procédure de calcul a été mise en évidence par la bonne concordance entre les résultats numériques et les mesures expérimentales. Maintenant, nous allons utiliser la CFD pour la compréhension des phénomènes de transfert thermiques au travers des systèmes vitrés.

CHAPITRE V : Transfert thermique dans une fenêtre.

5.1 Introduction.

Les systèmes vitrés, sous la forme de fenêtres, portes vitrés, puits de lumière, solariums ou atriiums, sont souvent des composantes essentielles de l'enveloppe d'un bâtiment. Cependant, dû à leur faible résistance thermique, une portion significative du transfert thermique entre l'intérieur et l'extérieur d'un bâtiment s'effectue au travers des fenêtres. Avec une résistance environ 10 fois inférieure aux murs, les fenêtres sont responsables de plus d'un tiers des pertes thermiques d'une résidence, Hallé (2001).

L'objectif de ce chapitre est de consolider un savoir faire en ce qui concerne la simulation CFD des systèmes vitrés. Nous considérons cela important en vue de futures études énergétiques utilisant la CFD où les fenêtres deviendront des composantes essentielles dans la dynamique énergétique globale du bâtiment.

Le système vitré que nous allons simuler est une fenêtre double composée de deux plaques parallèles en verre séparées par une couche d'air. Pour une meilleure compréhension des phénomènes de transfert thermique à l'intérieur de la fenêtre, ce chapitre est structuré en quatre étapes :

- la première, présente une brève révision des modes de transfert de chaleur qui se retrouvent dans les fenêtres doubles.
- la deuxième, porte sur l'étude des phénomènes de transfert thermique dans les fenêtres, soit la convection naturelle qui se produit à l'intérieur de la cavité cellée de rapport de forme allongée soumise à un gradient de température.
- la troisième, est consacrée à l'étude numérique des effets thermiques couplés d'une fenêtre double. Plus précisément, nous tenons compte de la convection naturelle et aussi de la conduction à travers les plaques de verres d'épaisseur

déterminée, des échanges radiatifs entre les surfaces internes de la fenêtre et de la radiation vers l'environnement extérieur et intérieur des surfaces de la fenêtre.

- la quatrième, est dédiée aux effets du rayonnement solaire qui atteint les surfaces vitrées de la fenêtre. Enfin, une quantification de l'énergie solaire nette qui traverse la fenêtre est analysée en faisant spécialement attention à l'effet de la position de la fenêtre par rapport au soleil.

5.2 Modes de transfert thermique dans une fenêtre double.

L'analyse thermique d'une fenêtre double requiert une révision des mécanismes par lesquels la chaleur est transmise au travers d'elle. Une fenêtre est constituée d'une partie vitrée, plus ou moins transparente, et d'une partie opaque, le cadre. Naturellement, c'est au travers de la partie transparente que se produisent les échanges thermiques les plus significatifs. Dans le cas d'une fenêtre double, la partie vitrée est constituée de deux plaques de verre parallèles avec une cavité scellée entre les deux qui est remplie d'air (ou un autre gaz inerte, selon le besoin de résistance thermique voulue). Dans la fenêtre double, les trois modes de transfert thermiques sont présents. Tel qu'indiqué à la figure 5.1, le transfert par conduction pure est limité aux parties solides de la fenêtre. Une boucle de convection s'installe dans l'espace d'air entre les plaques de verre dès que la fenêtre est soumise à une différence de température. La convection naturelle est aussi sur les surfaces externes de la fenêtre. Finalement, il y a un échange par rayonnement; d'abord, entre les deux plaques de verre et ensuite entre la surface extérieure de la fenêtre et l'environnement extérieur et entre la surface interne et l'intérieur, Hallé (2001).

Les phénomènes de transfert thermiques au travers les bordures (cadre fixe d'une fenêtre) sont négligés afin de simplifier le modèle.

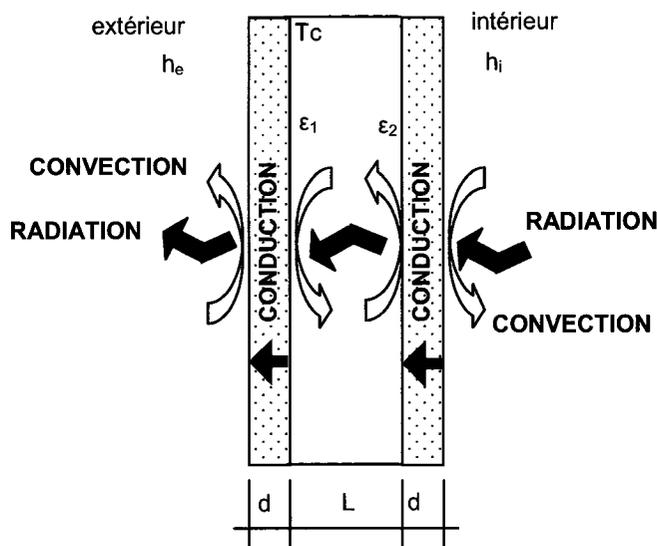


Figure 5.1 : Schéma des transferts thermiques d'une fenêtre double

Dans une fenêtre, les déperditions par radiation peuvent être très importantes et arriver jusqu'à 2/3 de pertes totales. La chaleur sous la forme de rayons de grande longueur d'onde se propage à partir des surfaces chaudes à l'intérieur des pièces et des occupants en direction de la surface plus froide de la fenêtre. La chaleur ne peut pas traverser directement la fenêtre parce que le verre bloque les rayons de grande longueur d'onde. Par conséquent, elle est absorbée par la surface et facilement conduite jusqu'à la paroi extérieure de la fenêtre, où une certaine partie est irradiée à nouveau, cela en fonction de l'émissivité superficielle. Plus l'émissivité de la paroi vitrée est élevée, plus la chaleur est irradiée ($\epsilon = 0.84$ dans un verre ordinaire). Revêtir le verre d'une couche à faible émissivité ou introduire une pellicule distincte à faible émissivité entre les vitrages transparents ordinaires peut faire baisser l'échange radiatif entre les deux vitrages et réduire de beaucoup la déperdition de chaleur par rayonnement, Jones (1998).

Des échanges thermiques par convection ont lieu sur toutes les surfaces de la fenêtre. Cette convection augmente en fonction de la vitesse de l'air circulant sur le verre. Si nous regardons la circulation de l'air à l'intérieur de la cavité scellée, cette convection

est aussi une fonction de la largeur de l'espace entre les vitres. Pour une fenêtre remplie d'air, un espace d'une largeur d'environ 13mm conduit à la plus faible déperdition de chaleur, Gan (2001). Dans le cas d'une lame remplie d'un gaz inerte, le meilleur espace changera en fonction des propriétés du gaz. Par exemple, s'il s'agit du krypton l'espace optimal est de l'ordre de 7mm et pour l'argon de 11mm, Jones (1998). Remplacer l'air par un gaz inerte plus lourd que l'air ou ajouter d'autres couches de verre contribue à réduire les pertes par convection.

En ce qui concerne les pertes par conduction, c'est un fait que le verre n'a presque aucune valeur isolante, la résistance thermique qu'il représente est très petite par rapport à la résistance offerte par la couche d'air. Cependant, l'identification de matériaux appropriés peut aider à améliorer la performance globale d'une fenêtre. Dans leur étude paramétrique des matériaux, Perez-Grande et al. (2005) relèvent l'influence des matériaux sur le flux d'énergie totale qui traverse vers l'intérieur d'un bâtiment. Dans les pertes thermiques par conduction, les caractéristiques des éléments qui sont dans les bordures des fenêtres (intercalaires isolants et cadre) ont un rôle pour certains cas important dans le but d'améliorer l'efficacité des fenêtres, surtout quand il s'agit de petites fenêtres et la surface de contact des bordures est significative par rapport au reste de la fenêtre. Dans cette étude les transferts thermiques au travers les bordures seront négligés.

5.3 Simulation de la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité rectangulaire.

Dans cette partie de l'étude des fenêtres doubles, nous visons la modélisation du transfert thermique par convection naturelle à l'intérieur de l'espace d'air. La configuration générale est une cavité rectangulaire de rapport de forme élevée avec deux parois maintenues à des températures différentes et les autres surfaces sont considérées adiabatiques. La géométrie 2D générique est représentée sur la figure 5.2. Lorsque l'écart de température augmente, il y a formation d'une boucle de convection. Le transfert thermique dans ce type de cavité est l'un des problèmes les plus étudiés dans le

domaine des thermofluides. Généralement la façon d'analyser ce type de problème a été à travers la quantification des échanges thermiques (non-radiative) q_m à l'intérieur de la cavité exprimée en termes du nombre adimensionnel de Nusselt (Nu).

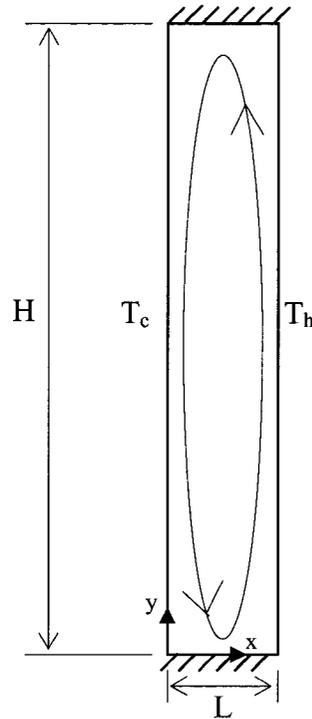


Figure 5.2 : Cavité remplie avec de l'air. Les parois sont isothermiques est les extrémités adiabatiques.

Le nombre de Nu , représente le transfert thermique par conduction et convection à l'intérieur de la cavité. Il peut être exprimé comme suit :

$$Nu = \frac{q_m L}{k(T_h - T_c)}, \quad (5.1)$$

où $k(Wm^{-1}K^{-1})$ est la conductivité thermique de l'air à la température T_m ; $L(m)$ est l'épaisseur de la couche d'air; $q_m(Wm^{-2})$ est le flux de chaleur par convection et conduction transmis à travers l'air; $T_c(K)$ est la température de la paroi froide, $T_h(K)$ est la température de la paroi chaude et $T_m(K)$ est la température moyenne à laquelle

toutes les propriétés de l'air sont estimées, $T_m = (T_h + T_c) / 2$.

Batchelor (1954) a été l'un des pionniers dans l'étude de la convection naturelle dans les cavités. Il a été le premier à déterminer qu'il existait un régime de conduction et un régime de couche limite (convection). Suivant une approche analytique, il a décrit le comportement thermique en fonction de trois paramètres sans dimension, soit : le rapport de forme vertical A , le nombre de Rayleigh, Ra et le nombre de Prandtl, Pr , c'est-à-dire $Nu = f(Ra_L, Pr, A)$

$$\text{avec, } Ra_L = \frac{gL^3 \beta_a (T_h - T_c)}{\alpha_a \nu} \quad (5.2)$$

$$\text{et } A = \frac{H}{L}, \quad (5.3)$$

où $\alpha_a (m^2 s^{-1})$ est la diffusivité thermique de l'air à T_m ; $g (ms^{-2})$ est la gravité; $\beta_a (K^{-1})$ est le coefficient d'expansion thermique de l'air et $\nu (m^2 s^{-1})$ est la viscosité cinématique de l'air à T_m .

Le nombre de Prandtl de l'air à 20°C est de 0.71 et si le remplissage se fait avec d'autres gaz comme l'argon ($Pr=0.68$), le krypton ($Pr=0.65$) ou le xenon ($Pr=0.66$), la valeur similaire de leur nombre de Prandtl par rapport à celui de l'air permet d'établir que Nu est fonction seulement de Ra_L et de A (Manz (2003)).

Donc, $Nu = f(Ra_L, A)$

Le principal objectif des concepteurs de bâtiments lors de l'étude des échanges thermiques dans les cavités est de déterminer le flux de chaleur qui passera au travers de la dite cavité. En d'autres mots, le but est de déterminer le Nu moyen. Pour cette raison, les détails des phénomènes multicellulaires qui ont lieu dans les cavités rectangulaires avec A et Ra spécifiques et qui ont été énoncées depuis les études expérimentales de Elder (1965) et plus tard simulées numériquement par plusieurs autres auteurs Lee (1983), Wrigth (1996), Zhao (1997), ne seront pas abordés dans la présente étude.

L'objectif que nous poursuivons ici est de comparer nos résultats numériques avec des corrélations existantes et disponibles dans la littérature afin de valider notre

méthodologie. Pour simplifier la modélisation, dans cette étape nous avons étudié la cavité rectangulaire en 2D seulement. Il faut dire que les simulations réalisées par Manz (2003) ont démontré que Nu , pour une configuration 3D de la cavité allongée, peut atteindre des variations de l'ordre de 2% par rapport à son équivalent 2D, ce qui devient négligeable.

Tous les cas simulés correspondent à une géométrie avec $A=77$ avec une largeur fixée à $L=0.013\text{m}$ (ce qui revient à modéliser une fenêtre de 1m de hauteur). Nous avons fait varier le nombre de Ra en altérant la différence de température entre les surfaces verticales, $(T_c - T_h)$ de la figure 5.2. La variation du nombre de Ra varie de 10 jusqu'à 10^5 . La température $T_m = 20^\circ\text{C}$ a été considérée la même pour toutes les simulations.

Quatre corrélations, qui à la base sont les résultats des essais expérimentaux, sont utilisées pour comparer avec les résultats numériques. Une brève description des corrélations utilisées est décrite ci-dessous :

1. Yin (1978) a expérimenté pour des valeurs de Ra entre 1000 et 10^6 et avec des cavités de rapport de forme $A= 4.9$ jusqu'à $A= 78.7$. Les corrélations qu'il a obtenu ont 20% de déviation par rapport à ses données expérimentales.
2. ElSherbiny (1982) a fait l'analyse des cavités de $A=5$ jusqu'à $A=110$. Cependant, il s'est concentré seulement dans la zone où le régime de conduction est dominant, c'est à dire, pour le cas de $A=80$, sa corrélation est limitée par $Ra < 10^4$ (cette valeur de Ra limite est proposée par Batchelor (1954)).
3. Wright (1996) suggère des corrélations qui son basées sur les données expérimentales retrouvées dans la littérature pour $A > 40$ et $Ra < 10^6$. D'après lui, le rapport de forme, A , n'a plus d'influence sur Nu dans cette plage.
4. La dernière corrélation est le standard européen EN673 (1997). Ce standard conçu pour uniformiser une méthode de calcul de fenêtres, propose une expression très simple sans contraintes au niveau du rapport de forme, où le seul paramètre à considérer est le nombre de Ra .

Les détails de chaque corrélation énoncée ont été groupés dans l'Annexe D.

La figure 5.3 montre la comparaison des valeurs obtenues par simulation sur Fluent avec

celles provenant des corrélations en question.

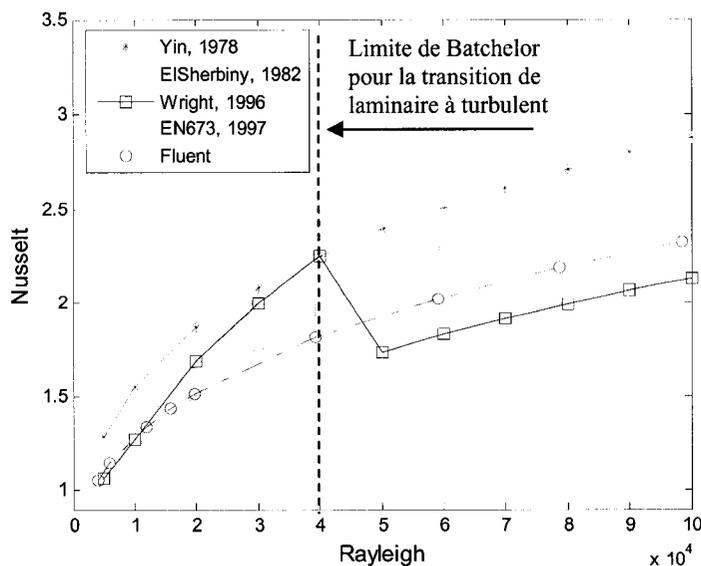


Figure 5.3 : Comparaison des valeurs de Nu provenant des corrélations et numériques pour une cavité 2D avec $A=77$.

Pour les simulations que nous avons réalisé, le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ dans sa version standard et l'algorithme SIMPLE pour le couplage pression-vitesse a été choisi. Nous remarquons une bonne correspondance avec les valeurs obtenues des corrélations. Les prédictions des iso-températures, illustrés à la figure 5.4, indique que pour un Ra faible ($Ra=1000$) la diffusion est dominante et le transfert thermique se fait presque exclusivement par conduction. Ceci est caractérisé par le parallélisme des iso-températures. Quand le Ra augmente, le régime devient de plus en plus convectif. Ceci se vérifie avec les profils de vitesse de la figure 5.5, où nous observons que la vitesse augmente quand le Ra augmente et profil de vitesses prend la forme du régime de couche limite en s'approchant des parois.

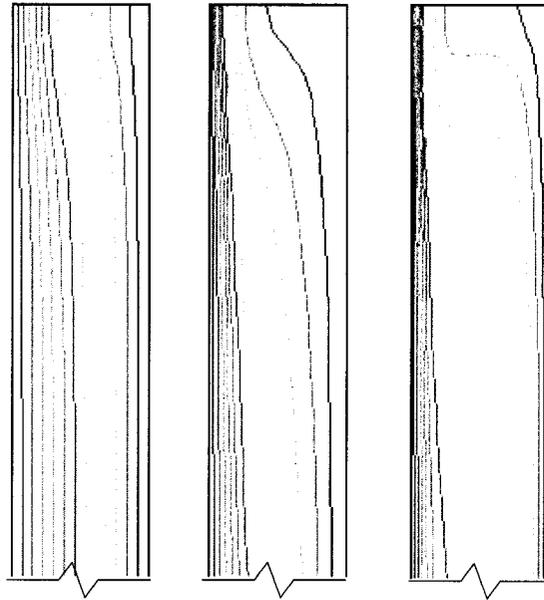


Figure 5.4 : Isovaleurs de température dans l'extrémité supérieure de la cavité pour $Ra=1000, 10000, 100000$

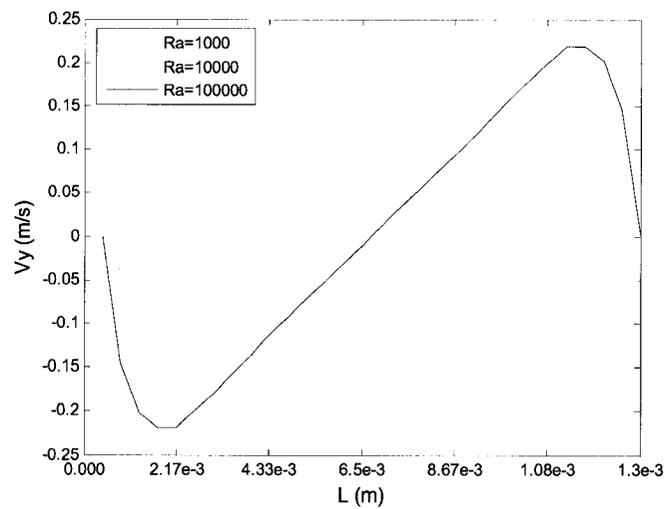


Figure 5.5 : Profil de vitesse sur la ligne H/2

Dans un cas réaliste, le Ra peut varier entre 1000 et 10000 pour une fenêtre double avec un rapport de forme de $A=80$ (1m de hauteur et lame d'air de 13mm), c'est-à-dire, il peut avoir des écarts de température presque nuls jusqu'à environ 50 degrés (condition

d'hiver par exemple). À ce moment, les mécanismes de transfert thermique répondent à la structure du début de la zone de transition énoncé par Batchelor (1954) et confirmé aussi par Yin (1978). Le phénomène est caractérisé par un régime principalement convectif aux extrémités et principalement de conduction au centre de la cavité avec un profil de température quasi-linéaire.

5.4 Simulation des effets couplés convection-conduction-radiation dans une fenêtre double pour l'obtention du U-global.

Cette partie est consacrée à la simulation du comportement global, c'est à dire des transferts thermiques par conduction, convection et par radiation couplés dans une fenêtre double. Les simulations se sont poursuivies sur un modèle de fenêtre en 3D de 1m x 1m, illustré à la figure 5.6. Le but est de comprendre l'influence des tous les mécanismes de transfert thermique dans la fenêtre par un modèle plus réaliste et de quantifier le coefficient de transfert thermique global qui la caractérise.

Le coefficient de transfert thermique global, U-global (W/m^2K), d'une fenêtre est le taux de transfert de chaleur par unité de surface et par unité de différence de température entre l'air du côté extérieur et l'air du côté intérieur d'une fenêtre. La valeur réciproque de U est connue comme résistance thermique globale.

Pour une meilleure compréhension de l'impact global des transferts thermique sur la performance d'une fenêtre double, les différentes composantes doivent être correctement modélisés. La modélisation des transferts radiatifs consiste à considérer les milieux comme étant des milieux semi-transparentes et à résoudre l'équation de transfert radiatif (ETR). La résolution de l'ETR est effectuée à l'aide de la méthode des ordonnées discrètes (MOD) présentée au Chapitre II.

Pour établir le maillage optimal, nous avons fait une étude d'indépendance du maillage. La figure 5.6 montre un exemple du maillage non-uniforme, structuré et cartésien utilisé dans les simulations. Les différentes options de maillages varient selon le nombre d'éléments dans l'extrémité supérieure et inférieure, et selon le nombre d'éléments transversaux dans la couche d'air. Cette concentration cherche à bien modéliser les mécanismes de transfert de chaleur qui ont été détectés dans l'étude bidimensionnel du sub-chapitre précédent. Pour les verres solides intérieur et extérieur nous avons fixé à quatre éléments pour les arrêtes transversales.

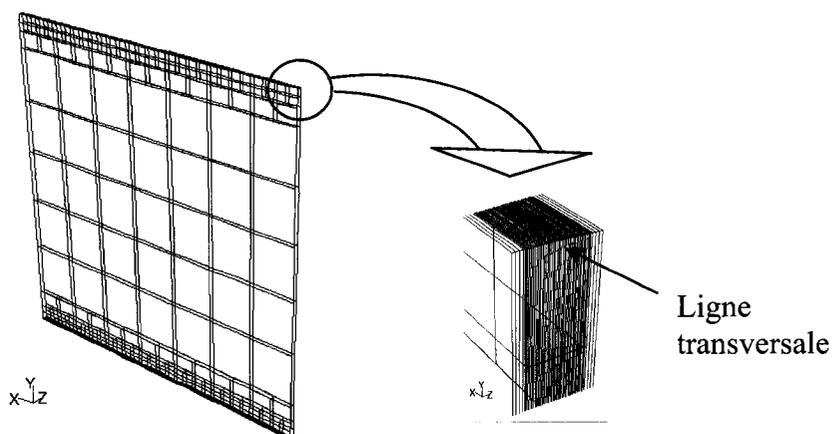


Figure 5.6 : Maillage pour une fenêtre double de 1m x 1m avec un espacement d'air de 13 mm et vitres de 3.125mm d'épaisseur.

L'étude sur la convergence du maillage, illustré à la figure 5.7, a montré que le nombre minimal d'éléments est de 6000. En même temps, nous avons remarqué que l'addition d'éléments dans le sens de la ligne transversal de la couche d'air (voir figure 5.6), a une faible influence dans le calcul du flux de chaleur total Q (W) qui traverse la fenêtre. Cela s'explique par le régime principalement de conduction qui s'installe dans la cavité avec un gradient de température linéal et des faibles vitesses près des parois (voir figures 5.4 et 5.5), ceci est la conséquence d'un petit nombre de Rayleigh qui, à son tour, est le résultat d'une variation de température d'environ 40 degrés entre les surfaces parallèles.

Finalement, afin d'avoir des résultats suffisamment précis nous avons fixé le nombre d'éléments à 10 dans la couche d'air avec des concentrations dans les bordures supérieure et inférieure.

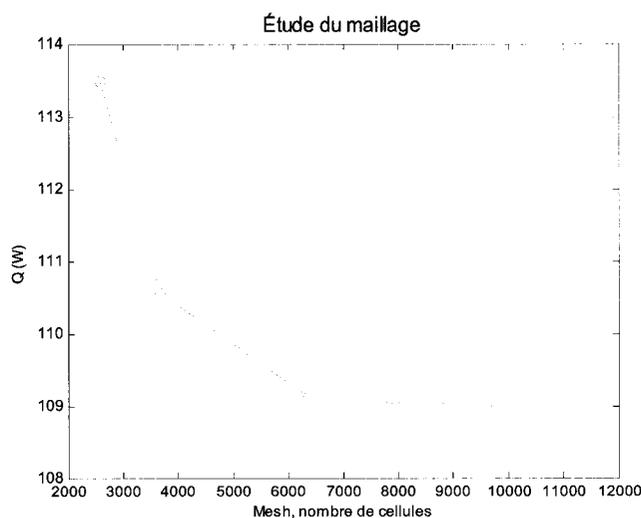


Figure 5.7 : Étude du maillage fenêtre double

Pour les simulations de la fenêtre, nous avons choisi les conditions de design en hiver selon le standard NFRC 100-2001, THERM 5 / WINDOW 5 (2003). Cela veut dire une température intérieure et extérieure de 21°C et -15°C, respectivement. Pour les coefficients d'échange convectif intérieur (h_{int}) et extérieur (h_{ext}) nous avons imposé 8 W/m²K et 17.7 W/m²K. Les températures radiatives extérieures et intérieures sont égales à la température extérieure et intérieure, c'est-à-dire -15°C et 21°C, respectivement. L'émissivité a été prise égale à 0.84 pour les deux vitres avec un coefficient d'absorption de 20 (1/m) et l'indice de réfraction qui est le rapport entre la vitesse de propagation de la lumière dans le vide et la vitesse de propagation dans la vitre est égale à 1.526 (l'air a une valeur unitaire).

Afin de valider le modèle en 3D pour la simulation du transfert thermique globale, nous avons tracé le U-global en fonction de $L(m)$ résultant des simulations numériques avec des données de référence. Les données de référence proviennent du logiciel WINDOW 5.0, THERM 5 / WINDOW 5 (2003), pour le calcul de fenêtres. Ces logiciels regroupent

l'ensemble des corrélations empiriques qui simulent le comportement thermique des fenêtres et qui sont acceptées et largement utilisées dans le domaine de la mécanique de bâtiment. La figure 5.8 montre la comparaison des résultats.

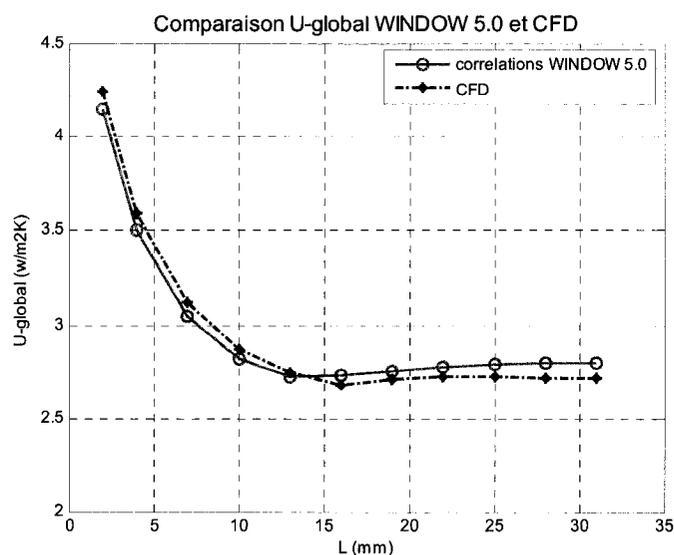


Figure 5.8 : U global d'une fenêtre double pour différents espacements entre les verres

Les résultats montrent une bonne correspondance entre les valeurs numériques et les données empiriques.

5.5 Rayonnement solaire à travers des vitrages.

Les bâtiments conçus avec des principes de chauffage passif utilisent normalement les baies vitrées pour capturer l'énergie solaire. Ces ouvertures, souvent orientés plein sud, laissent passer une partie du rayonnement solaire qui vient éclairer (et chauffer) l'intérieur du bâtiment.

Cette partie sur l'étude des fenêtres est consacrée à la simulation d'une fenêtre double soumise aux effets du rayonnement solaire. Tel que précédemment où nous cherchons à comprendre le comportement thermique global de la fenêtre, le but ici est de valider une méthodologie pour quantifier l'énergie solaire nette qui traverse une fenêtre et qui

éventuellement chauffera l'intérieur d'un bâtiment.

Les gains solaires au travers de la fenêtre ont deux composantes. La première est le rayonnement transmis directement par la fenêtre. Cette énergie est gouvernée principalement par la propriété de transmissivité du système semi-transparent. La deuxième composante est due à la partie absorbée du rayonnement par les composants de la fenêtre et qui par la suite est transférée vers l'intérieur par convection, conduction et rayonnement.

Traditionnellement les programmes de simulation énergétique ont traité la radiation solaire à travers des fenêtres comme totalement diffuse avec une distribution uniforme dans toutes les surfaces intérieures. Dans cette étude, tel que décrit au Chapitre II, nous utilisons l'algorithme *Solar Ray Tracing*, SRT, de Fluent (2005). Cet algorithme permet de prédire l'intensité solaire directe sur chaque surface qui est illuminée par l'axe solaire. Par la suite, cette tache solaire est couplée avec Fluent au moyen de l'incorporation d'un terme source dans l'équation de l'énergie.

La figure 5.9 montre les éléments qui constituent le rayonnement solaire qui atteint une fenêtre double.

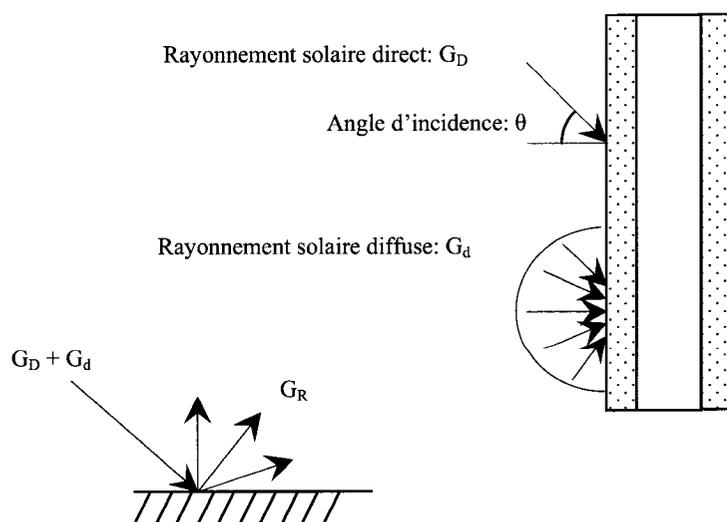


Figure 5.9 : Composantes du rayonnement solaire sur une fenêtre

Le rayonnement solaire sur une fenêtre est composé de trois termes : G_D , l'irradiation directe; G_d , l'irradiation diffuse; et G_R , l'irradiation diffuse réfléchi par le sol (voir l'Annexe C pour les détails de calcul).

L'approche numérique de Fluent pour introduire le rayonnement solaire traversant les surfaces vitrées, permet de caractériser le rayonnement solaire sous deux types de bandes spectrales. À l'Annexe C nous avons révisé les caractéristiques du rayonnement solaire et nous avons conclu qu'il peut être exprimé sous la composition suivante: 50% visible et 50% infrarouge.

L'importance d'exprimer le rayonnement solaire sous la forme de distribution spectrale se trouve dans la propriété de transmission sélective des vitres. A ce sujet, il faut remarquer que certains matériaux, comme le verre, sont à la fois transparents aux courtes longueurs d'onde et opaques aux grandes longueurs d'onde. Le rayonnement de courte longueur d'onde est associé aux hautes températures (ex: le rayonnement solaire) alors que le rayonnement de grande longueur d'onde est associé aux températures normales. Ainsi, la transparence aux courtes longueurs d'onde permet la pénétration du rayonnement solaire vers l'intérieur d'une pièce et l'opacité aux grandes longueurs d'onde implique que l'énergie rayonnante des parois de la pièce ne peut pas être transmise vers l'extérieur au travers de la fenêtre.

Quand une fenêtre est illuminée par le soleil, une partie du rayonnement est réfléchi, une autre partie est absorbée par le verre et le reste est transmis vers l'intérieur du bâtiment. De ces trois comportements, celui qui nous intéresse le plus est celui lié au coefficient de transmissivité. Ce coefficient est défini comme le rapport entre l'énergie solaire totale incidente avec l'énergie effective qui traverse vers l'intérieur. L'absorption dépend principalement de l'opacité du verre et de sa teneur en fer; les verres à forte teneur en fer ont un fort taux d'absorption et par conséquent un faible taux de transmission.

Les propriétés optiques du verre dépendent de l'angle d'incidence du rayonnement et la

variation de ces coefficients est significative pour des angles supérieurs à 40°. Au fur et à mesure que l'angle d'incidence augmente (la normale correspond à l'angle d'incidence zéro) le coefficient de transmissivité diminue, la réflectivité augmente et l'absorptivité augmente légèrement au début due à l'amplification de la distance optique à parcourir et par la suite diminue comme conséquence de l'augmentation de la réflexion. Fluent permet de simuler des systèmes vitrés plus complexes à faible émissivité avec un traitement spectral des coefficients optiques. La transmissivité et la réflectivité spectrale peuvent être approximées pour chaque angle d'inclinaison à partir de la valeur correspondante à l'incidence normale à la surface (coefficient de référence). Pour l'estimation de la transmissivité et de la réflectivité en fonction de la longueur d'onde, Fluent utilise l'approximation suivante proposée par ASHRAE (2001) :

$$T(\theta, \lambda) = T(0, \lambda) \cdot T_{ref}(\theta)$$

où T est la transmissivité, θ est l'angle d'incidence, λ la longueur d'onde et

$$T_{ref}(\theta) = a_0 + a_1 \cos(\theta) + a_2 \cos^2(\theta) + a_3 \cos^3(\theta) + a_4 \cos^4(\theta)$$

Pour la réflectivité,

$$R(\theta, \lambda) = R(0, \lambda)[1 - R_{ref}(\theta)] + R_{ref}(\theta)$$

$$R_{ref}(\theta) = b_0 + b_1 \cos(\theta) + b_2 \cos^2(\theta) + b_3 \cos^3(\theta) + b_4 \cos^4(\theta) - T_{ref}(\theta)$$

Les valeurs de a_n et de b_n sont données à la Table 12 du Chapitre 30 du ASHRAE-*Fundamentals* (2001). La figure 5.10 montre les résultats des coefficients optiques d'un verre ordinaire à partir d'une transmissivité normale $T(0)=0.8$.

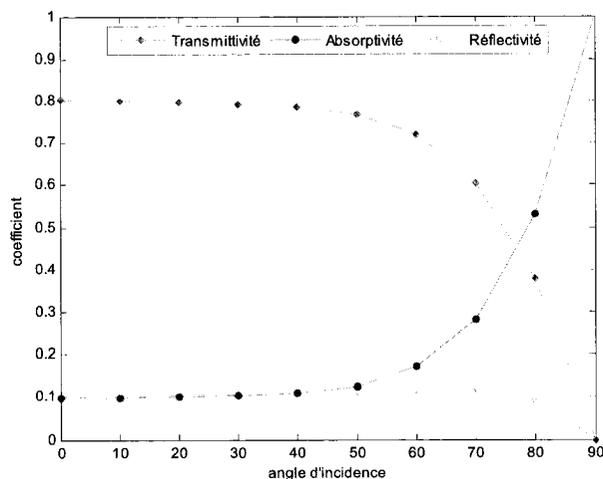


Figure 5.10 : Coefficient de Transmittivité, Absorptivité et Réfectivité du verre en fonction de l'angle d'incidence.

Pour tester la méthodologie, nous avons simulé la géométrie illustrée sur la figure 5.11. Le modèle est constitué d'une fenêtre double de 1mx1m avec des vitres de 3.125 mm d'épaisseur et un espacement d'air de 13mm. Nous avons adossé à la fenêtre une cavité avec une entrée d'air par la partie inférieure et une sortie par l'extrémité supérieure. Le schéma de la configuration plus les conditions aux frontières sont tel qu'indiquées sur la figure 5.11.

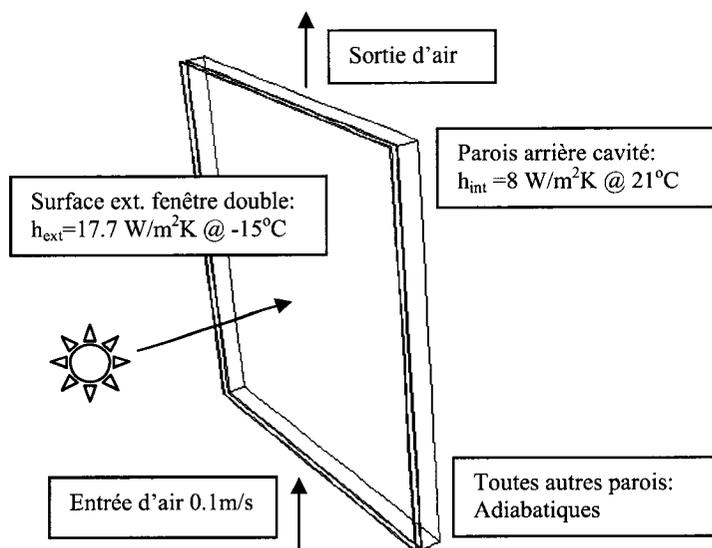


Figure 5.11 : Model de fenêtre double de 1mx1m et cavité ventilée

La préparation d'un calcul CFD qui implique le rayonnement solaire oblige, dans une première étape, à réviser la théorie du calcul solaire pour estimer correctement la position et l'intensité du rayonnement solaire incident sur la fenêtre. Le processus de calcul du rayonnement direct et diffus en fonction de la position, heure et journée de l'année ont été regardés en détail dans l'Annexe C. La deuxième étape de la préparation consiste à bien établir les propriétés optiques des vitres. Des propriétés rayonnantes pour certains matériaux sont présentées dans l'Annexe C. Les fenêtres que nous avons simulées ici ont un coefficient d'absorption de référence de 0.1 et de transmittivité de 0.8 (pour visible et infrarouge).

Nous avons réalisé plusieurs simulations de cette fenêtre suivant deux approches. La première consiste à faire varier l'orientation de la fenêtre de sorte à capter l'effet de la position sur les gains thermique solaires et ceci pour une heure fixe du jour (midi) et à différentes dates de l'année. Les résultats sont montrés à la figure 5.12.

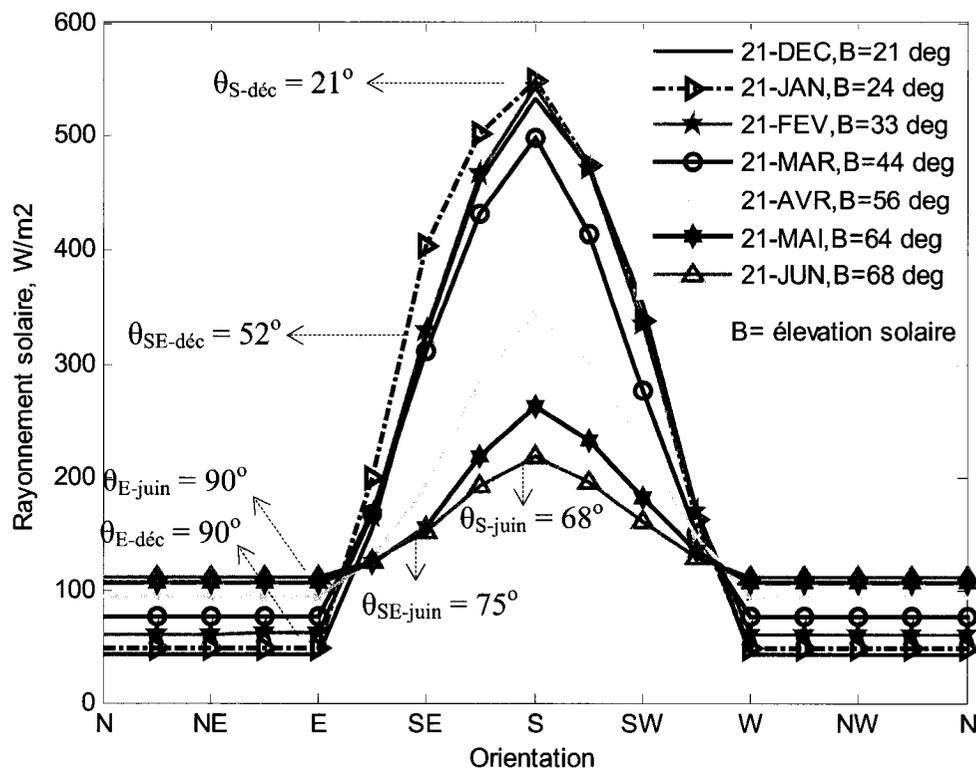


Figure 5.12 : Le rayonnement solaire à travers d'une fenêtre double pour toutes les orientations pour Montréal à midi. B : angle d'élévation solaire, θ : angle d'incidence

Nous savons déjà que le rayonnement solaire est unidirectionnel et que son intensité atteint son plus fort niveau sur une surface perpendiculaire aux rayons du soleil, et qu'elle décroît selon l'inclinaison (au fur et à mesure que l'angle d'incidence, θ , augmente). À son tour, l'angle d'incidence du rayonnement sur une surface est déterminé principalement par la position de la fenêtre, heure et la journée de l'année. Le rayonnement solaire direct apporte la plus importante quantité de chaleur utilisable. Par contre, comme le rayonnement diffus n'est pas unidirectionnel, son intensité est égale peu importe l'orientation. Ceci peut être constaté avec la présence d'un rayonnement solaire traversant la fenêtre même pour les orientations aux quelles il n'y a pas d'incidence solaire directe sur les surfaces vitrées (orientation Nord ou Nord-Est par exemple). Tout cela est vérifié sur la figure 5.12.

La deuxième approche que nous avons examinée est l'étude de l'effet de l'heure du jour sur les gains thermiques traversant la fenêtre. Alors, pour la même fenêtre, nous avons fixé la date, soit une journée d'hiver à Montréal, et nous avons réalisé les calculs de la journée à 30min d'intervalle. Les résultats, illustrés à la figure 5.13, montrent les gains horaires effectifs qui traversent la fenêtre et qui en définitive permettent de chauffer l'intérieur du bâtiment.

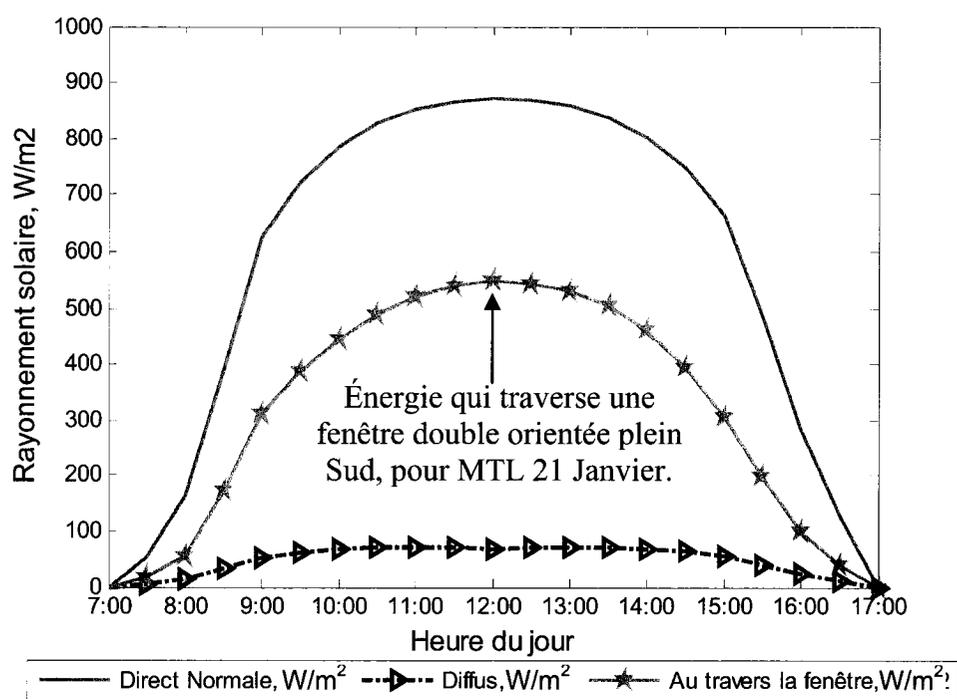


Figure 5.13 : Rayonnement solaire Direct Normale et Diffus pour Montréal le 21 février et l'énergie traversant une fenêtre double orientée plein Sud.

Si nous faisons l'intégrale du flux solaire qui traverse la fenêtre (figure 5.13) nous pourrions estimer les gains solaires de la journée. Et si nous répétons l'exercice pour quelques journées du mois et ainsi pour tous les mois de l'année, nous pourrions avoir une idée du comportement annuel de la fenêtre par rapport à ses gains solaires. Nous avons fait cette analyse et les résultats que nous avons obtenus sont montrés à la figure 5.14. Ce graphique montre la variation mensuelle du rayonnement solaire incident, avec

un ciel dégagé, pour diverses orientations de fenêtres. La figure est très utile puisqu'elle illustre quelques notions qui sont importantes dans le domaine de l'efficacité énergétique des bâtiments, par exemple :

- on voit pourquoi les fenêtres orientées au sud sont fortement conseillées pour le chauffage solaire passif. Elles reçoivent le plus de chaleur durant l'hiver lorsque le soleil est à sa plus basse élévation.
- on voit pourquoi ce n'est pas recommandé d'orienter les fenêtres au nord. Elles sont très peu ensoleillées, atteignant leur maximum en été.
- on voit pourquoi il est recommandable de limiter au maximum les fenêtres orientées à l'est et à l'ouest. Elles reçoivent peu de chaleur en hiver, mais beaucoup en été.

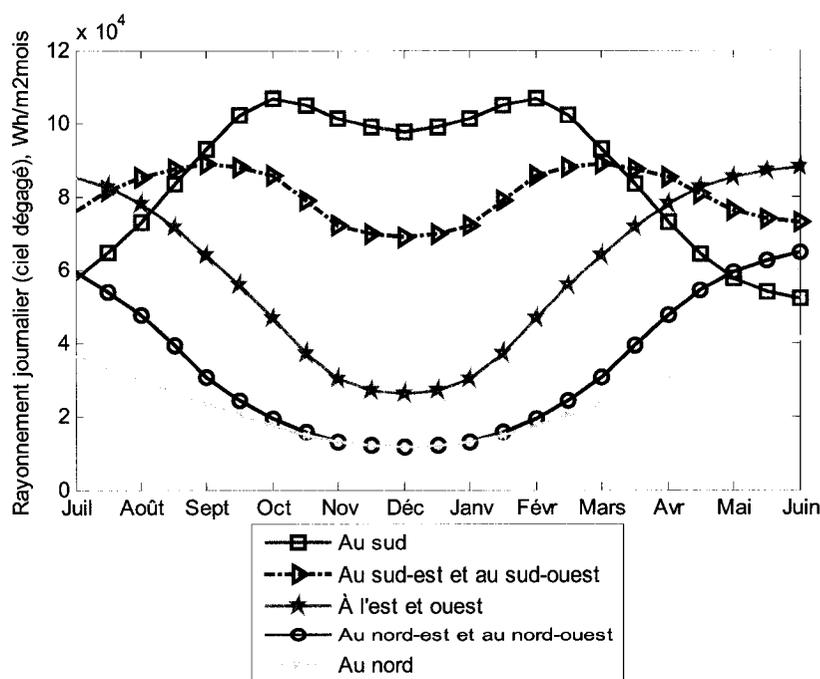


Figure 5.14 : Variation mensuelle du rayonnement solaire au travers une fenêtre double (dans un ciel dégagé) pour Montréal

5.6 Résumé.

Dans ce chapitre nous avons fait une révision des mécanismes de transfert thermique dans les fenêtres dans la perspective de la CFD. Nous avons établi le maillage adéquat pour la modélisation de la fenêtre double. Nous avons vérifié que dû aux écarts de température auxquels une fenêtre double peut être soumise, le transfert thermique dans la lame d'air intérieure se fait principalement par conduction. Concernant le rayonnement solaire, nous avons observé que l'orientation et l'inclinaison d'une fenêtre, conjuguées aux conditions locales du rayonnement solaire, déterminent la quantité d'énergie solaire qu'elle recevra. A cet égard, nous avons vérifié que pour une fenêtre orientée plein sud, la variabilité du rayonnement solaire est principalement attribuable au fait que le soleil est bas en hiver et haut en été.

Maintenant nous allons intégrer la fenêtre double comme une composante ayant un rôle primordial dans la dynamique énergétique d'un bâtiment.

CHAPITRE VI : Effet d'un solarium adossé à une maison.

6.1 Introduction.

Les systèmes vitrés sont devenus des éléments constructifs très utilisés des immeubles commerciaux et résidentiels. Lorsque le flux solaire pénètre dans un espace à travers une ouverture ou une baie vitrée, il éclaire généralement le plancher, les autres parois, ainsi que les éventuels occupants et meubles. Ce flux, quelquefois intense, génère une ambiance extrêmement hétérogène, souvent difficile à analyser, et qui a un impact dans la dynamique énergétique du bâtiment. À l'aide des notions vues aux chapitres précédents, nous proposons pour une application particulière, d'améliorer l'environnement thermique d'un bâtiment et de ses occupants.

En particulier, ce chapitre présente la modélisation CFD d'une maison standard à un étage située à Montréal. Au moyen de cette application nous cherchons à maîtriser et à exploiter les forces de la simulation numérique dans la conception de bâtiments.

L'analyse est centrée sur l'effet thermique produit par l'ajout de surfaces vitrées sur l'une des façades du bâtiment. Trois cas ont été comparés: le premier est la maison sans modifications; au deuxième cas, une paroi a été remplacée par un grand vitrage plat constitué d'une fenêtre double; au troisième cas, on a remplacé l'une des surfaces extérieures de la maison par un solarium type serre, ayant aussi des fenêtres doubles.

6.2 Description de la géométrie et des conditions aux frontières.

La maison utilisée pour cette analyse est représentée à la figure 6.1. Le modèle correspond à une habitation unifamiliale standard à un étage de 100m² de surface. Les chambres et divisions internes du modèle sont illustrées à la figure 6.2. Une personne et quelques meubles ont été ajoutés afin de représenter une situation plus réaliste et de

relever l'influence que les objets (qui font partie du domaine de calcul) ont sur le comportement des écoulements. Les matériaux et les propriétés utilisés dans la préparation du modèle sont détaillés à l'Annexe A.

À partir de la configuration de base, nommée cas (a), nous avons choisi la grande paroi extérieure de la cuisine (voir indication à la figure 6.2) pour faire deux modifications :

- La première est de remplacer une paroi de la cuisine par un vitrage plat composé d'une fenêtre double. Cette situation est nommée cas (b).
- La deuxième est d'installer, sur la même paroi, un solarium type serre adossé à la maison. Les fenêtres du solarium sont aussi doubles. Cette situation est nommée cas (c).

Nous parlerons de la cuisine comme la pièce de référence pour les analyses que suivront. À fin de limiter la taille du modèle, nous avons enlevé la toiture du domaine de calcul. À leur place, des conditions aux frontières ont été imposées. Celles-ci sont détaillées au tableau 6.1.

Nous pouvons résumer la préparation du modèle comme :

- Nous supposons que le plancher est maintenu à 18°C de température constante. Un coefficient de transfert thermique convectif égal à 4 W/m²K est imposé. Cette valeur est une moyenne h_i de la figure 3.2 du Chapitre III.
- Les parois intérieures sont modélisées comme des solides (voir *plywood* de l'Annexe A) d'épaisseur 5 cm. Les échanges thermiques conjugués (fluide-solide) entre l'air et le solide se font automatiquement par Fluent.
- Toutes les parois extérieures sont soumises à des conditions de design d'hiver. Les conditions aux frontières du modèle sont celles qui ont été spécifiées au Chapitre III, c'est-à-dire, un coefficient de convection extérieur de 25.8 W/m²K

et -15°C de température. Tel que mentionné au Chapitre III, le transfert thermique par conduction à travers les parois extérieures est calculé avec l'option *shell-conduction* de Fluent en fonction des différences de températures, des épaisseurs spécifiées et des propriétés des matériaux moyennées (Annexe A).

- Le toit n'est pas modélisé, à la place, nous avons imposé pour le plafond la même condition de frontière spécifiée pour les parois extérieures. Les spécifications d'épaisseur et des propriétés des matériaux sont détaillées sur l'Annexe A.
- Les surfaces vitrées (toutes les fenêtres et le solarium) sont constituées de fenêtres doubles, et sont simulées suivant la méthodologie décrite au Chapitre V. C'est-à-dire, les fenêtres sont constituées de deux verres semi-transparents parallèles (d'épaisseur 3.125mm) séparées par une couche d'air de 13mm. Le rayonnement solaire qui traverse les fenêtres vers l'intérieur des pièces et qui, en conséquence contribue à chauffer l'intérieur, est modélisé à l'aide de l'algorithme SRT (*solar ray tracing*) disponible dans Fluent (voir Chapitre II).
- Des entrées d'air sont prévues dans toutes les chambres et leur débit massique est estimé en fonction du volume de chacune des pièces et du taux de rénovation d'air de 1 ach (*air changes per hour*). La température de l'air d'entrée est fixée à 21°C .
- L'occupant dans la maison est debout dans la cuisine et dégage une chaleur équivalente à une activité métabolique de 1 *met* ($58\text{W}/\text{m}^2$), ce qui correspond à une activité sédentaire.
- Une grille de sortie d'air est prévue au centre de la maison (plafond de la salle de bain).
- Les meubles sont considérés comme étant des corps adiabatiques.

Fluent n'est pas adapté pour ajouter l'énergie du rayonnement solaire sur les parois opaques qui sont dans la frontière du domaine de calcul. Cependant, nous considérons que cette source de chaleur peut être négligée étant donné la résistance thermique élevée

des parois extérieures (approximativement de $2 \text{ m}^2\text{K/W}$), ce qui implique que l'apport thermique du soleil vers l'intérieur de la maison à travers les parois est relativement minime.

Toutes les propriétés des matériaux et les paramètres énoncés jusqu'ici sont maintenus constants pour toutes les simulations de sorte à mettre en évidence les effets thermiques dus à la présence ou à l'absence du soleil seulement.

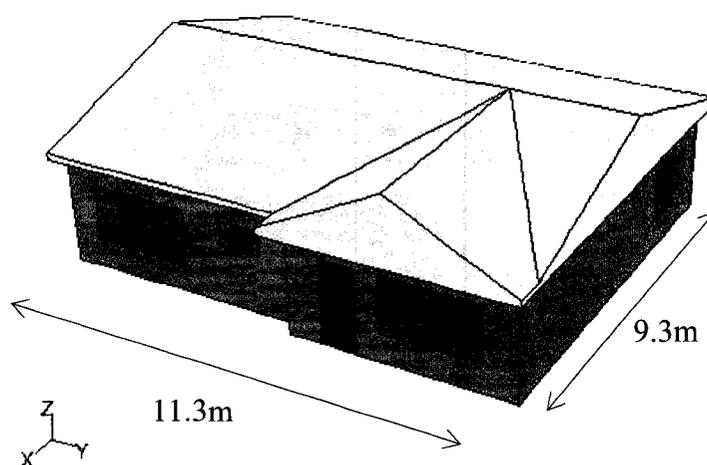


Figure 6.1 : Modèle maison unifamiliale standard

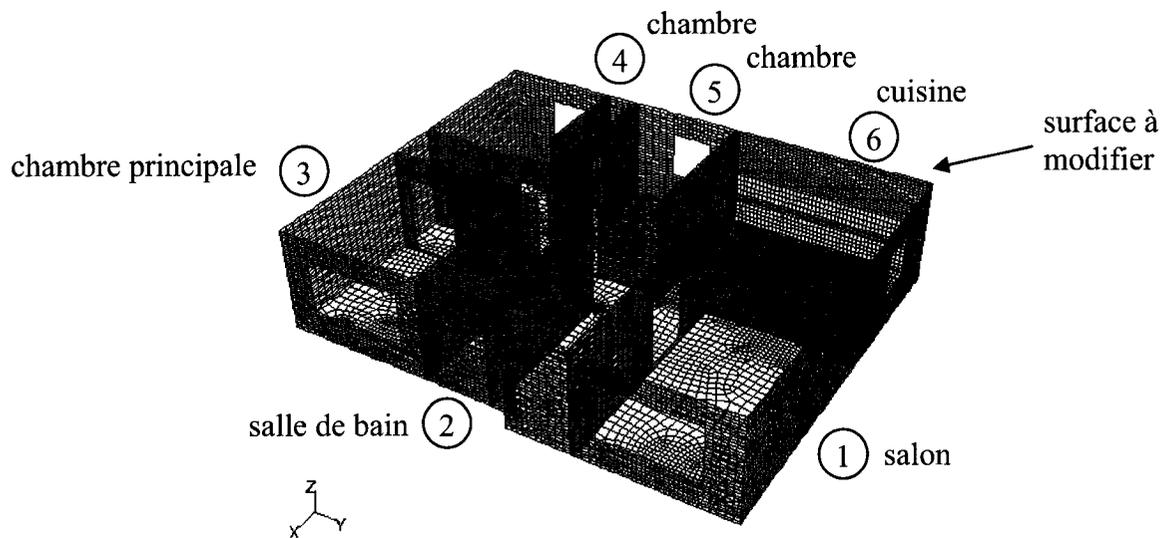


Figure 6.2. Maison et maillage intérieur

Tableau 6.1 : Conditions aux frontières

Fenêtres	corps semi transparent	Mixte : convection et radiation extérieure	$h_e = 17.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ $T_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$
Parois extérieures et plafond	corps opaque	Convection plus <i>shell-conduction</i>	$h_e = 25.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ $T_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$
Plancher	corps opaque	Convection	$h_c = 4 \text{ W/m}^2\text{K}$ $T_c = 18 \text{ }^\circ\text{C}$
Entrée 1		Débit massique correspondant à une rénovation d'air à l'heure (1 ach)	0.0319 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Entrée 2		idem	0.0072 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Entrée 3		idem	0.0119 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Entrée 4		idem	0.0086 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Entrée 5		idem	0.0086 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Entrée 6		idem	0.0030 kg/s à $T = 21^\circ\text{C}$
Sortie		Pression relative = 0	
Parois internes	corps opaque	Couplé (transfert thermique conjugué fluide-solide)	Parois en <i>plywood</i> avec épaisseur 5cm.
Mannequin	corps opaque	Flux de chaleur	58 W/m^2

6.3 Maillage et considérations numériques.

Le modèle a été principalement discrétisé avec des éléments hexaédriques dû à la simplicité des formes qui constituent la maison. Seul les géométries plus complexes comme la chaise, le mannequin et la table ont été maillés avec des éléments hybrides (structurés et non structurés). Le mannequin et la chaise ont été importés d'une base de données du laboratoire d'aérothermie et ils ont été ajoutés à la maison avec les outils de *merge* et *fuse* des logiciels TGrid et Fluent respectivement, figure 6.3. On note qu'un modèle de telles dimensions peut facilement atteindre des centaines de milliers ou même des millions d'éléments, mais le critère adopté pour cette analyse vise une approche qualitative plus que strictement quantitatif. Dans cette optique, on a choisi comme base des éléments ayant des longueurs d'arête entre 150 à 200 mm. Le maillage initial a été fait avec le logiciel Gambit et le nombre total d'éléments résultant est d'approximativement 550 000. Une fois que ce maillage est importé et lu par Fluent, il a été amélioré en effectuant un raffinement (*adaptation*) dans les zones où les gradients de vitesse sont les plus forts. En particulier, dans les bordures supérieures et inférieures des fenêtres doubles (tel que décrit au Chapitre V), sur toutes les entrées d'air et aussi sur toutes les parois verticales extérieures, ceci afin d'obtenir une distance de l'ordre de 30mm entre la première maille et la paroi comme nous avons vu dans le Chapitre III. Ainsi, après le raffinement, le nombre d'éléments du modèle est d'environ 800 000. Ce niveau de précision assure une compréhension qualitative du champ d'écoulement tout en restant dans une limite technologique simple.

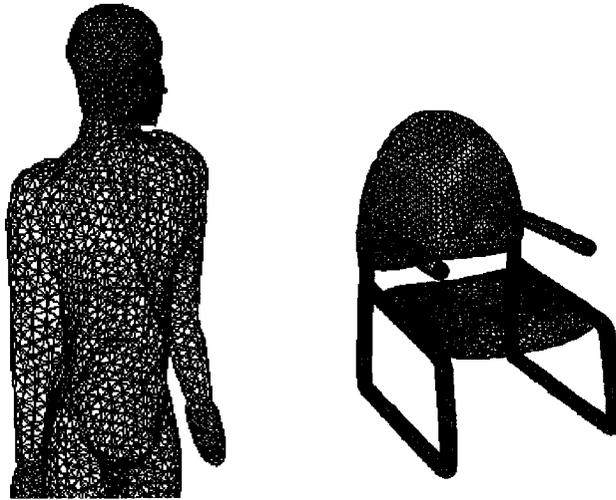


Figure 6.3 : Maillage du mannequin et chaise

Nous notons que les équations de Navier Stokes ont été résolues pour le cas d'un écoulement stationnaire, incompressible et turbulent dans tout le domaine (toute la maison). Le résolveur choisi est du type *segregated*. La méthode de volumes finis dans Fluent requiert que les valeurs de variables, calculées au centre de chaque élément, soient interpolées aux surfaces pour effectuer les bilans des propriétés. Parmi les méthodes d'interpolation de Fluent, on a choisi le *upwind first-order*. Pour le couplage pression-vitesse on a employé la méthode SIMPLE. Les simulations de la turbulence et de la radiation ont été effectués en utilisant les modèles $k - \varepsilon$ /RNG, et MOD, présentés au Chapitre II.

Les simulations exigent beaucoup de ressources en temps et en espace mémoire et la tâche devient plus ardue quand il s'agit d'effectuer des changements de paramètres tels que, l'heure du jour, l'intensité du rayonnement solaire ou l'orientation de la maison. Cette situation a été prévue via la programmation d'un fichier *journal* (.jou) où le *setup* du modèle est paramétré, permettant ainsi la modification facile de plusieurs variables sans avoir besoin d'ouvrir l'interface graphique de Fluent.

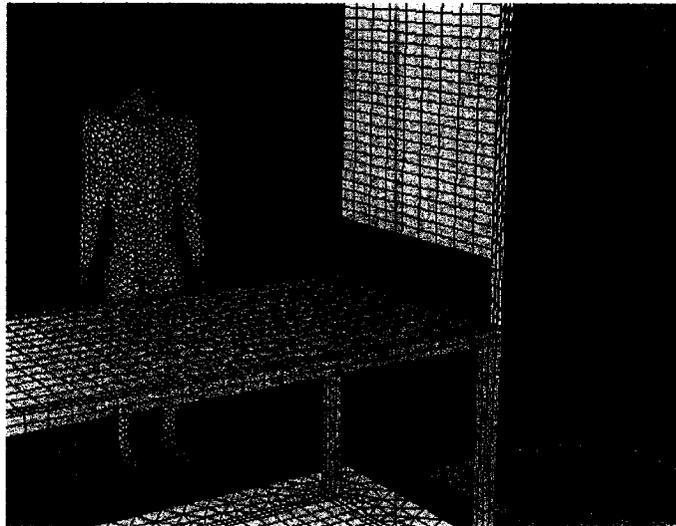
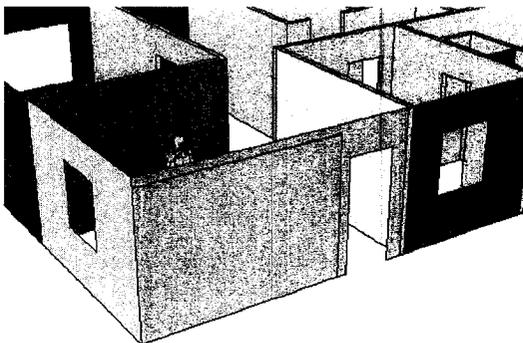


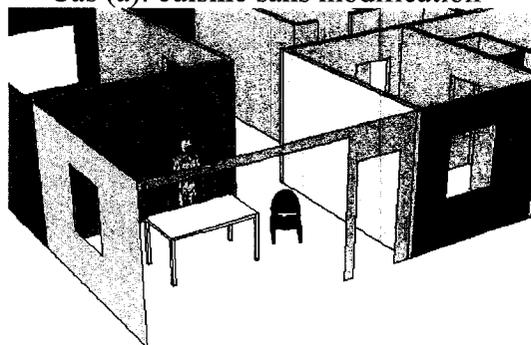
Figure 6.4 : Détail intérieur de la pièce de référence (cuisine).

6.4 Résultats des simulations

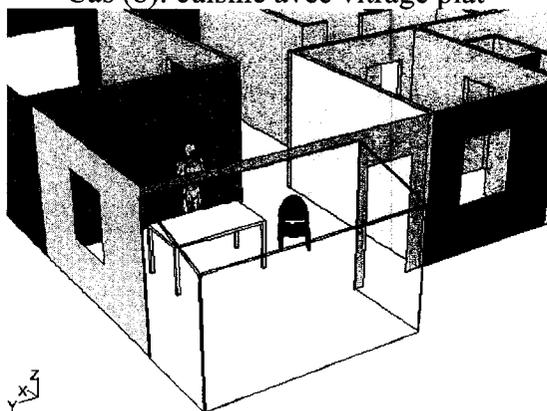
Une fois terminée la préparation du modèle, qui tiendra en compte du flux solaire pénétrant par les ouvertures, on passe à l'analyse des différentes configurations proposées. Il s'agit de simulations pour une maison standard, figure 6.5 (a), à laquelle on a adossé, soit un vitrage plat, figure 6.5 (b), soit un solarium type serre, figure 6.5 (c).



Cas (a): cuisine sans modification



Cas (b): cuisine avec vitrage plat



Cas (c): cuisine avec solarium type serre adossé

Figure 6.5 : Schéma des trois cas étudiés

La séquence d'images apparaissant à la figure 6.6 montre le résultat de l'algorithme SRT (*solar ray tracing*) à différentes heures du jour. Nous pouvons apprécier comment cet algorithme reproduit avec efficacité «l'ensoleillement» sur les surfaces du modèle tridimensionnel. Intuitivement on pourrait s'attendre alors à une prédiction plus

convenable des échanges radiatifs entre les surfaces du domaine.

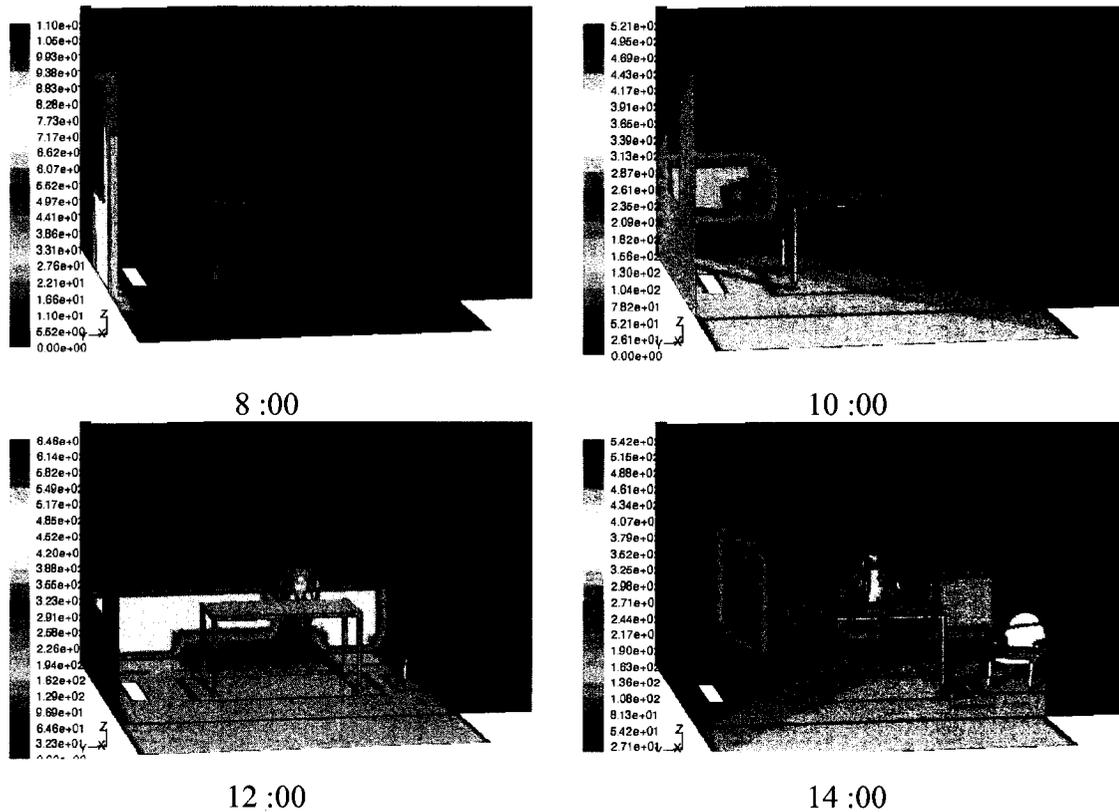
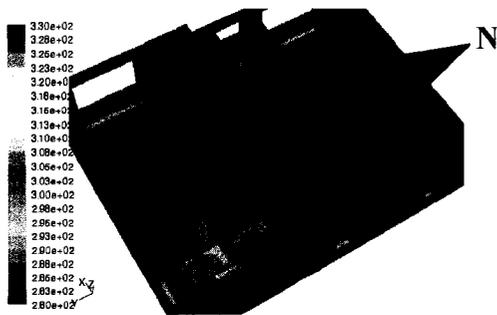


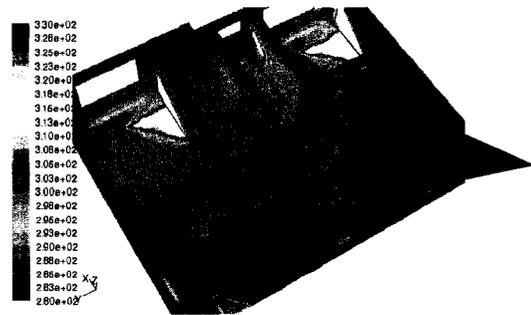
Figure 6.6 : Évolution de la tache solaire au long du jour (21 Janvier) pour le cas (c). Les iso valeurs correspondent à l'intensité du rayonnement solaire sur les surfaces en W/m^2 .

6.4.1 Influence de l'orientation et l'heure du jour sur la dynamique énergétique

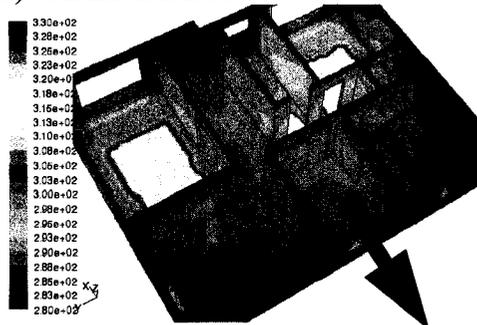
Une première approche pour analyser l'influence de quelques paramètres a été de faire varier l'orientation de la maison tout en gardant la position du soleil du 21 janvier à midi (azimut $=0^\circ$, élévation $\approx 20^\circ$). Pour ce faire, nous avons fait tourner notre NORD en 360 degrés et nous avons lancé des calculs à tout les 45° . La figure 6.7 illustre cette situation au moyen de iso-températures sur les surfaces intérieures du bâtiment.



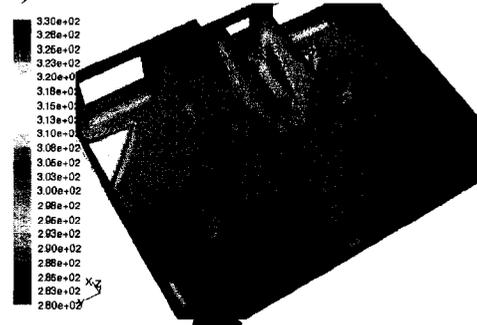
a) cuisine orientée vers l'EST



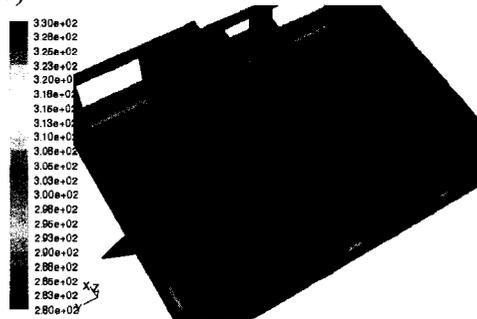
b) cuisine orientée vers le NORD-EST



c) cuisine orientée vers le NORD



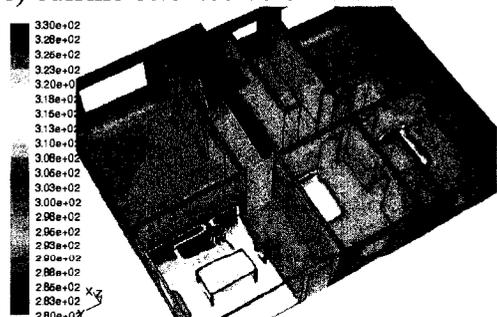
d) cuisine orientée vers le NORD-OUEST



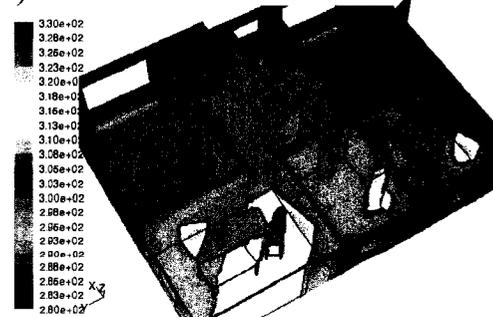
e) cuisine orientée vers l'OUEST



f) cuisine orientée vers le SUD-OUEST



g) cuisine orientée vers le SUD



h) cuisine orientée vers le SUD-EST

Figure 6.7: Iso valeurs de température pour différentes orientations de la maison à MIDI du 21 Janvier. La flèche indique le NORD (qui bouge).

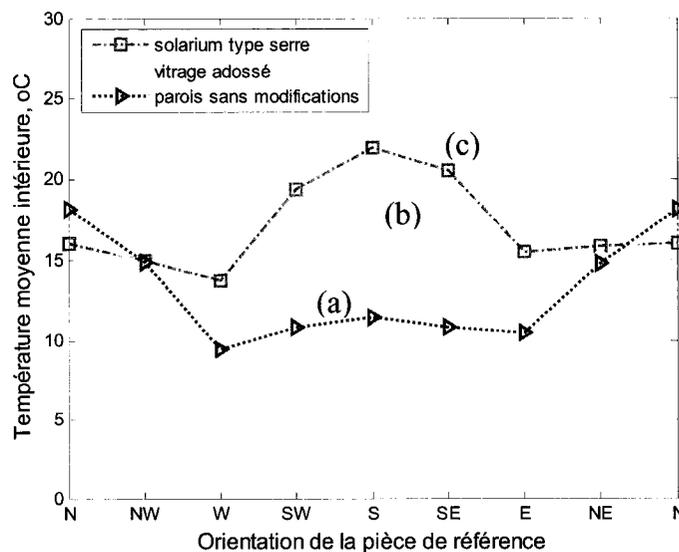


Figure 6.8: Température moyenne intérieure pour les trois cas en fonction de l'orientation de la pièce de référence.

La variation de la température moyenne intérieure en fonction de l'orientation de la maison est montrée à la figure 6.8. Sous l'effet de l'ensoleillement, les surfaces intérieures (principalement le plancher) s'échauffent et les échanges par convection et radiation influencent la température moyenne de l'air intérieur. Ainsi, nous constatons que la meilleure orientation de la maison est quand la pièce de référence (cuisine) est vers le SUD, mais cela a lieu seulement si sur cette façade il y a assez d'ouvertures pour capter le soleil, comme c'est le cas du vitrage plat (cas b) et du solarium (cas c). Le solarium type serre est plus efficace du point de vue du captage d'énergie avec un écart approximatif de 2°C pendant les heures d'ensoleillement. L'orientation moins performante est celle qui ne permet aucune pénétration solaire. C'est le cas de la pièce de référence orientée vers l'OUEST puisque la paroi qui est confrontée au soleil n'a aucune ouverture, figure 6.7 (e).

Pour la deuxième approche, nous avons fait varier l'heure du jour pour une journée standard d'hiver au ciel dégagé. Alors, nous avons examiné l'effet d'un créneau solaire

entre 7:00 heures et 17:00 heures pour la latitude 45.5° N (Montréal) du 21 Janvier. Des calculs ont été réalisés pour les trois cas, mais pour une position géographique fixe, qui est la pièce de référence orientée directement au SUD. Les résultats sont montrés à la figure 6.9 où nous voyons la variation de la température moyenne intérieure en fonction de l'heure du jour. Ces calculs vérifient notre intuition, c'est-à-dire, une élévation progressive de la température intérieure depuis le lever du soleil jusqu'au maximum qui est atteint à l'heure du midi. Par la suite, la température diminue jusqu'au coucher du soleil vers 17 :00. On constate que le cas (c) subit une plus forte élévation de température arrivant à un écart de presque 10°C par rapport au cas (a) et de 2°C par rapport au cas (b). Cela illustre de quelle façon les systèmes vitrés sont des installations propices pour chauffer l'environnement intérieur du bâtiment par des moyens passifs (pas de systèmes mécaniques). Cependant, nous remarquons aussi que quand le soleil n'est pas présent le phénomène s'inverse et les fenêtres deviennent des sources de pertes thermiques importantes. En absence du soleil, qui se produit entre 17 :00 et 7 :00 (figure 6.9), les résultats mettent en évidence que le cas (c) devient le système le plus défavorable avec une température moyenne de l'air intérieur de 2°C inférieure au cas (a) de base (figure 6.9).

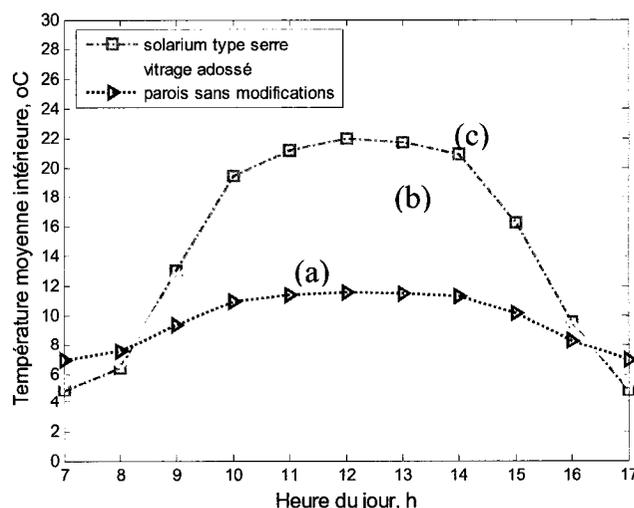


Figure 6.9 : Température moyenne intérieur pour les trois cas en fonction de l'heure du jour et pour orientation de la pièce de référence plein SUD.

Pour le cas (a), seulement 8% de la façade confrontée au soleil est constituée de surfaces vitrées. Pour le cas (b) et (c) 40 % de la même façade est constitué de surfaces vitrées. En plus, la surface vitrée du cas (b) est de 8.5m² contre 18.5m² du cas (c), c'est-à-dire, la surface exposée aux conditions extérieures du cas (c) dépasse de deux fois celle du cas (b). Étant donnée que le flux de chaleur est proportionnel à la surface traversée, le cas (c) devient le plus favorable du point de vue des pertes thermiques, ce qui explique que la température moyenne intérieur soit inférieure aux autres cas pour les heures où il n'y a pas des gains solaires.

Basé sur les données de températures moyennes obtenues, et les flux thermiques à travers l'enveloppe de la maison nous avons fait une analyse simple de la performance énergétique journalière de la maison. Le critère adopté consiste à fixer une température intérieure moyenne de la maison à une valeur de consigne de 21°C. Puis, nous avons estimé l'énergie nécessaire additionnelle pour atteindre cette température au moyen de la méthode nodale. Cette méthode consiste à définir des zones isothermes, chaque zone constituant un nœud thermique. Les échanges entre nœuds sont représentés par des résistances thermiques calculés avec l'équation suivante :

$$R = \frac{T_j - T_i}{Q} \quad (6.1)$$

où R la résistance thermique, Q le flux de chaleur entre les zones i et j , et $(T_j - T_i)$ la différence de température. Ainsi, nous pouvons établir le bilan thermique en régime stationnaire pour la maison comme :

$$Q_{\text{rayonnement solaire}} + Q_{\text{individu}} + Q_{\text{chauffage}} = Q_{\text{parois}} + Q_{\text{fenêtres}} + Q_{\text{plancher}} \quad (6.2)$$

avec $Q_{\text{chauffage}}$ la puissance additionnelle nécessaire pour atteindre la température de consigne de 21°C. Ce bilan thermique peut être illustré avec le diagramme suivant :

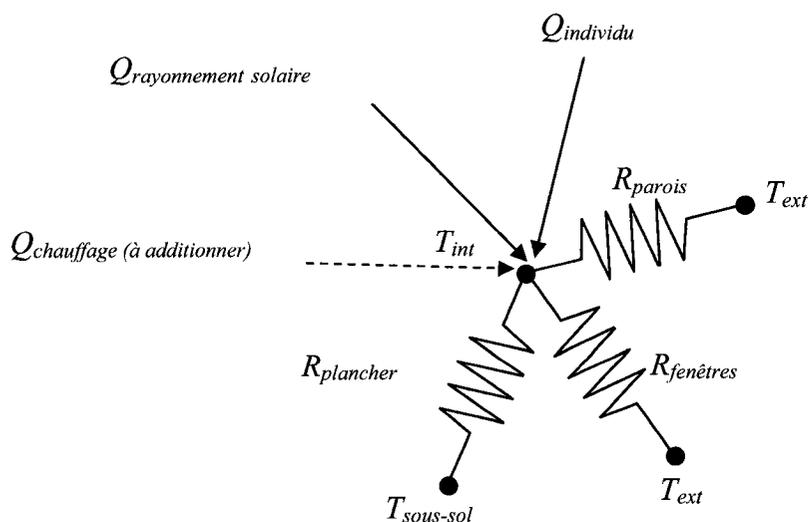


Figure 6.10 : Diagramme méthode nodal

Alors, pour $Q_{\text{rayonnement solaire}}$, Q_{individu} , T_{ext} et $T_{\text{sous-sol}}$ données et les résistances thermiques R_{parois} , $R_{\text{fenêtres}}$ et R_{plancher} calculées, la puissance nécessaire pour maintenir T_{int} à 21°C est exprimée comme :

$$Q_{\text{chauffage}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{parois}}} + \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{fenêtres}}} + \frac{T_{\text{sous-sol}} - T_{\text{int}}}{R_{\text{plancher}}} - Q_{\text{rayonnement solaire}} - Q_{\text{individu}} \quad (6.3)$$

Ainsi, les figures 6.11 et 6.12 montrent la puissance requise pour maintenir la température de consigne et l'énergie total nécessaire pour toute une journée respectivement. À la figure 6.11 nous observons que le bilan thermique du cas (b) est légèrement favorable (5.3% d'économie d'énergie) par rapport au cas (a) de base. Pour le cas (c) par contre, nous découvrons un bilan thermique défavorable et il faudra ajouter 3.7% plus d'énergie au système, par rapport au cas (a), pour maintenir la température de consigne. Ceci confirme qu'un solarium raccordé à la maison est un système inefficace du point de vue thermique. Cependant, intuitivement nous pouvons dire que l'addition de portes de séparation entre le solarium et la maison permettra de diminuer les pertes thermiques vers l'extérieure pendant les heures sans soleil. Cette alternative, qui n'a pas

été simulée, est une solution plausible pour optimiser la performance thermique d'une maison avec un solarium.

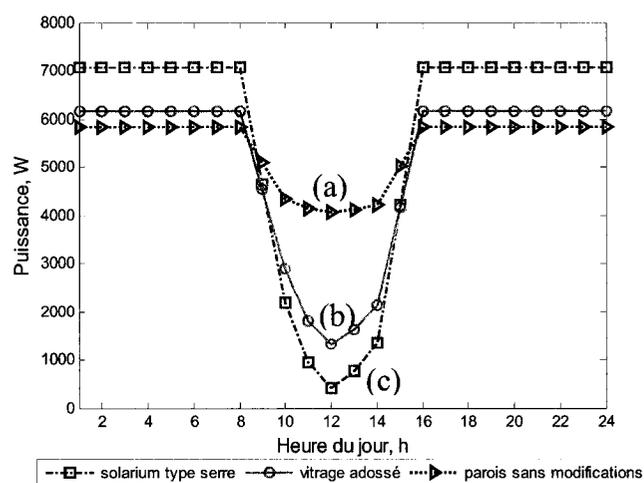


Figure 6.11 : Puissance nécessaire pour maintenir 21°C comme température moyenne dans la maison.

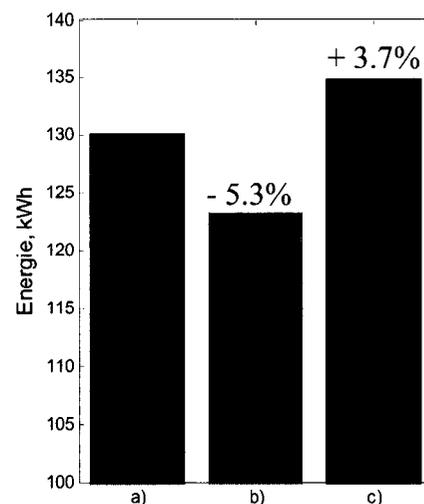
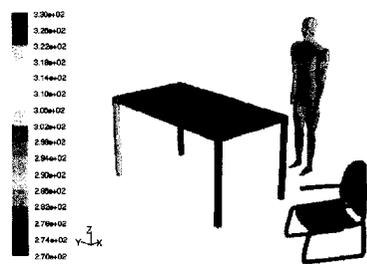


Figure 6.12 : Besoin d'énergie total dans une journée pour maintenir température moyenne de l'air à 21°C.

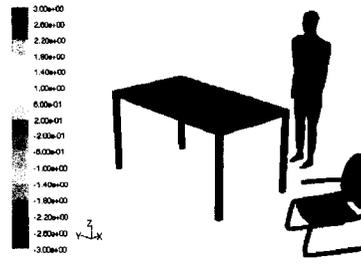
6.4.2 Influence de l'orientation et l'heure du jour sur le confort thermique intérieur

Pour l'analyse des conditions de qualité d'air et de confort thermique à l'intérieur du bâtiment, nous regarderons maintenant, pour les trois cas à l'étude, la prédiction des paramètres MAA, PMV et PPD. Tel que mentionné au Chapitre IV, ces indices tiennent compte des effets combinés des conditions environnementales : la vitesse de l'air, la température radiante et la pression de vapeur d'eau de l'air ainsi que des caractéristiques de l'occupant, soit son habillement et son activité métabolique.

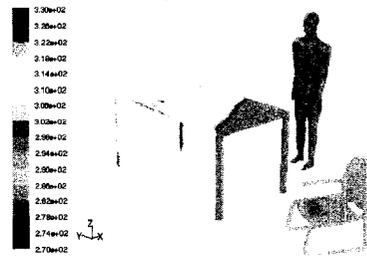
Nous avons mentionné auparavant qu'il est possible de localiser exactement la tache solaire à l'aide l'algorithme SRT et nous avons présenté la procédure pour le calcul des paramètres de qualité d'air et de confort thermique (Chapitre IV). En se servant de ces outils, les figures 6.13 6.14, 6.15 et 6.16 présentent en détail et de façon qualitative l'influence du soleil sur l'environnement intérieur du bâtiment et sur son occupant.



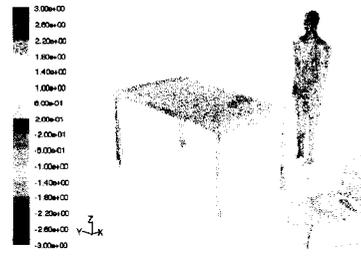
Iso températures à 8 :00



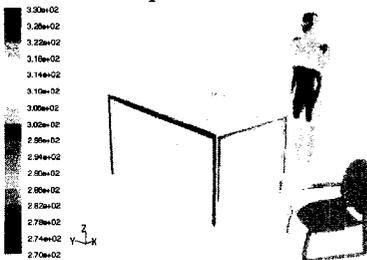
PMV à 8 :00



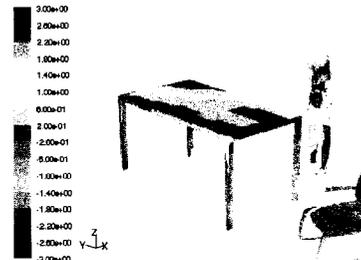
Iso températures à 10 :00



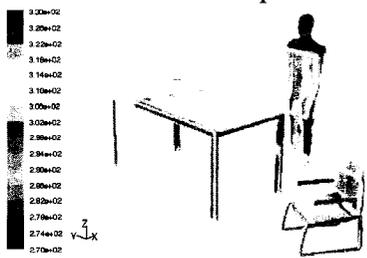
PMV à 10 :00



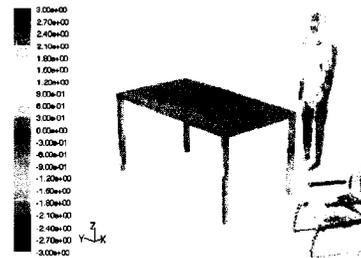
12 :00. iso températures



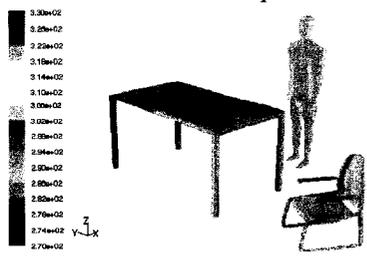
PMV à 12 :00



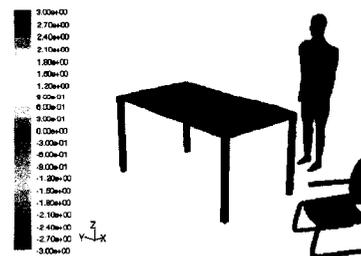
14 :00. iso températures



PMV à 14 :00

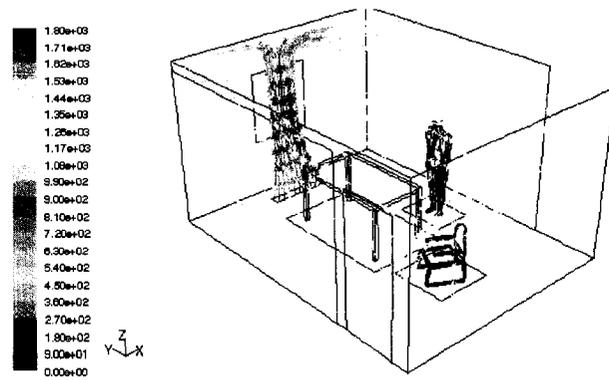


16 :00. iso températures

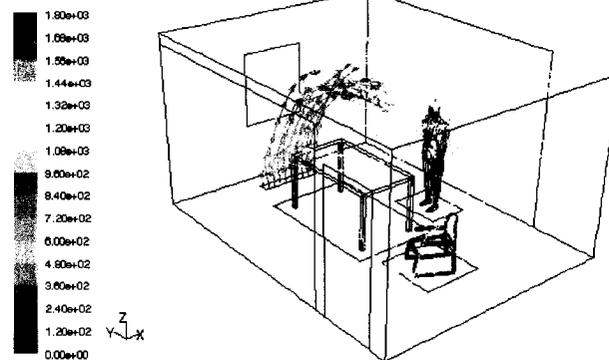


PMV à 16 :00

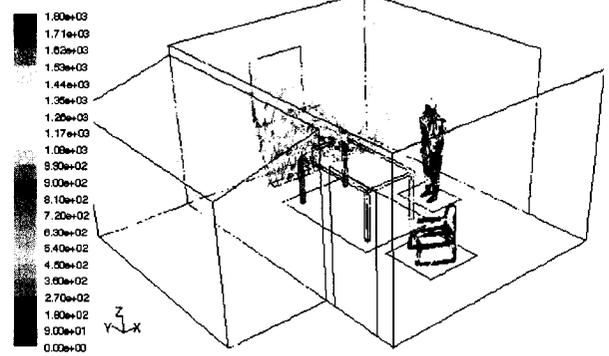
Figure 6.13 : Iso-valeurs de température et PMV pour le cas (c)



Cas (a)

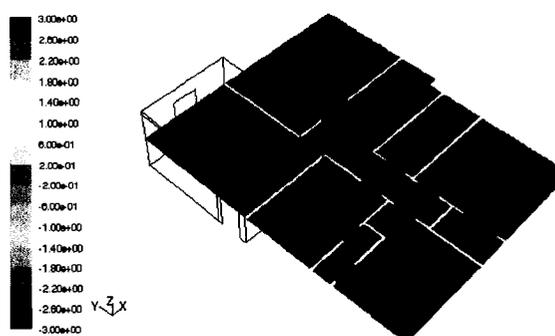


Cas (b)

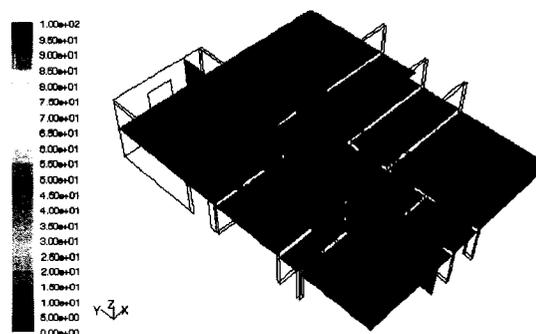


Cas (c)

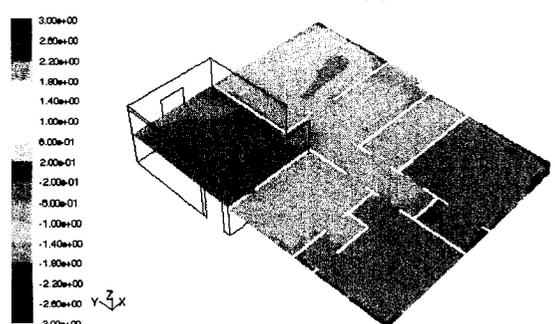
Figure 6.14: Lignes de courants colorées par MAA à MIDI et pièce de référence orientée vers le SUD



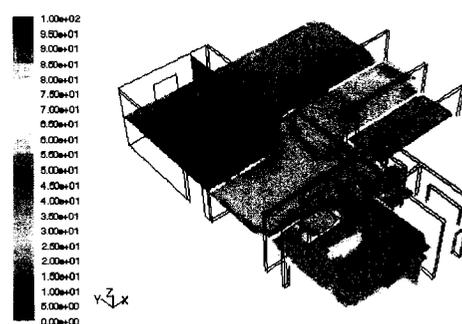
PMV du cas (a)



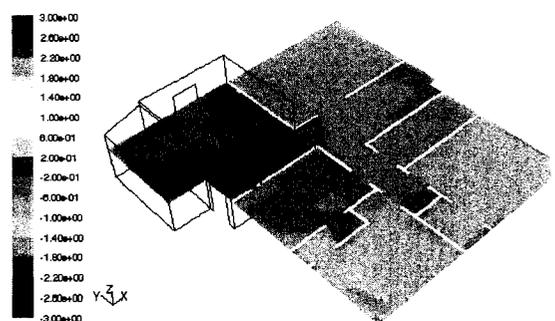
PPD du cas (a)



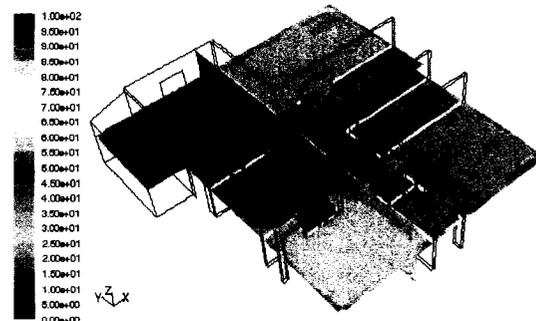
PMV du cas (b)



PPD du cas (b)



PMV du cas (c)



PPD du cas (c)

Figure 6.15: Iso-valeurs du PMV pour le plan $z=1.3\text{m}$ à MIDIFigure 6.16: Iso-valeurs du PPD pour le plan $z=1.3\text{m}$ à MIDI

Au travers les différents scénarios montrés à la figure 6.12, nous constatons que même si le PMV est la conjugaison de plusieurs variables de champ, la température sur la surface de l'occupant est, dans ce cas, prédominante. Nous comprenons que le rayonnement solaire direct peut avoir des inconvénients sur le confort des personnes. Cependant, nous n'avons pas trouvé des études concernant la gestion du rayonnement solaire affectant l'intérieur d'un espace en présence d'un individu. Nous estimons ainsi que ce domaine

peut ouvrir des voies de recherche intéressantes vers la conception efficace de bâtiments. Aucun système de chauffage ou de climatisation ne permet de corriger correctement l'erreur d'un grand vitrage froid trop proche d'un lieu de repos ou l'effet de paroi chaude exposée au soleil.

Nous notons qu'une «faiblesse» de l'UDF (*User Defined Function*) utilisée pour le calcul des paramètres de confort est que par définition elle est inflexible avec les valeurs de métabolisme (*met*) et d'habillement (*clo*) des personnes. Ceci veut dire que les iso-valeurs de PMV ou PPD sont calculés pour des valeurs de *met* et de *clo* globales et uniformes sur tout le domaine. Autrement, il n'est pas possible pour l'instant de simuler des personnes effectuant des activités physiques différentes.

Par rapport aux valeurs de MAA, illustrés à la figure 6.13, nous pouvons observer que la structure de la circulation d'air est sensiblement influencée par les conditions thermiques intérieures. Ainsi, nous apprécions pour le cas (c) que la nature plus hétérogène des échanges thermiques produit d'avantage de zones de recirculation d'air et en conséquence, de temps de résidence plus élevés. Le contraire a été trouvée pour le cas (a). L'air chaud qui pénètre dans la pièce tient à se diriger directement vers les parois qui sont plus froides et part ensuite vers la sortie. Le temps de résidence moyen de l'air pour chaque cas est présenté à la table 6.2.

MAA du cas (a)	MAA du cas (b)	MAA du cas (c)
1195 s	1242 s	1348 s

Table 6.2 : Temps de résidence moyen de l'air

Finalement, les figures 6.14 et 6.15 montrent la liaison entre les valeurs de PMV et le PPD. Ce dernier, qui représente le pourcentage de personnes non satisfaites des conditions de confort, met clairement en évidence les zones où les conditions environnementales sont à surveiller. Il est intéressant de noter que même pour une

condition neutre ($PMV=0$), il y a 5% de personnes insatisfaites. Ce pourcentage est en accord avec la formulation conceptuelle élaborée par Fanger (1970).

6.5 Résumé

Dans ce chapitre nous avons appliqué la technologie CFD à l'étude énergétique d'une maison. Nous avons intégré dans un même modèle toutes les notions vues aux chapitres précédents. Nous avons ainsi prédit le comportement thermique d'une maison standard unifamiliale soumise aux effets du rayonnement solaire et nous avons fait une analyse élémentaire de sensibilité par rapport à l'orientation géographique et l'heure du jour. Une étude simple du bilan énergétique de la maison nous a permis de comprendre les enjeux thermiques qui représentent les solariums. Nous avons vérifié que les solariums peuvent dans certaines situations aider à chauffer de façon non négligeable une maison en hiver. Cependant, ses surfaces vitrées exposées aux températures extérieures sont aussi une source de pertes énergétiques lorsque le soleil n'est pas présent. Dans ce cas la performance énergétique de la maison se voit détériorée.

La visualisation sous la forme de iso-surfaces nous a permis de mettre en évidence la puissance de la simulation tridimensionnelle pour l'exploration des paramètres de confort thermique à l'intérieur du bâtiment. Nous avons par exemple observé à partir des iso-valeurs de PMV que la chaleur due au rayonnement solaire direct, bien que positive pour le bilan thermique de la maison, peut également incommoder les occupants d'un local. De la même manière, la visualisation des paramètres PMV et PPD dans tout le domaine nous permet d'identifier les zones avec des conditions environnementales en difficulté.

CONCLUSION

Le nombre de méthodes et de programmes pour l'étude de la performance énergétique des bâtiments est très large. Parmi les méthodes existantes, la plus répandue est celle connue sous le nom de méthode Nodal. Cette méthode, ayant un seul nœud de calcul par zone, est basée sur l'analogie électrique/thermique et permet de décrire à l'aide de circuits électriques les principaux modes de transferts calorifiques simples ou couplés qui ont lieu au sein du bâtiment. Cependant, cette méthode a le défaut de ne pas permettre une description fine du bâtiment et de ses conditions environnementales intérieures. Des méthodes semi-détaillées telles que les méthodes Zonales, qui considèrent des équations de bilan (masse et énergie) à l'intérieur d'un petit nombre de subdivisions spatiales, permettent une meilleure adéquation avec la réalité. Par contre, ses limitations sont associées à un manque de fiabilité pour les détails de l'écoulement dû à l'absence de l'évaluation de la conservation de la quantité de mouvement. La méthode de simulation numérique en mécanique des fluides, CFD, qui résout les équations gouvernantes des écoulements dans l'espace, apparaît comme une voie intéressante pour la modélisation plus précise des bâtiments.

C'est dans cette perspective que l'objectif de ce travail a été de contribuer à l'application des connaissances en CFD à la modélisation de bâtiments.

Le comportement et la précision d'un écoulement calculé numériquement, dépend essentiellement des conditions aux frontières imposées, mais aussi des modèles de calcul et du maillage utilisé. Pour cette raison l'utilisation de codes CFD en bâtiments requiert des précautions particulières et nécessite des procédures rigoureuses et une validation préalable. Dans cette optique, et étant donnée qu'un bâtiment est un système complexe à simuler, il nous a semblé pertinent d'acheminer ce travail en étudiant séparément les différents composants du bâtiment pour permettre l'édification des bases pour le

traitement d'un seul modèle intégré. Le but était d'acquérir un certain savoir-faire face à la modélisation des phénomènes thermo-aérauliques particuliers qui ont lieu à l'intérieur du bâtiment.

Ainsi, l'étude des transferts thermiques aux parois, décrit au Chapitre III, a illustré la sensibilité des résultats numériques à certains choix concernant la finesse de la maille. La comparaison avec des données expérimentales a montré que si on veut modéliser adéquatement les échanges thermiques à travers les parois, il est absolument nécessaire de raffiner le maillage près des parois jusqu'à avoir une distance approximative entre le premier élément de 30mm. Cette distance est le résultat de l'étude de maillage du Chapitre III et représente un compromis entre la qualité des résultats et la taille du modèle (et en conséquence le temps de calcul). Afin d'exemple, un calcul avec un maillage de 800 000 éléments sur un processeur Petium IV prend 5 heures. Le choix de 30mm est une condition à respecter seulement pour des modèles ayant de caractéristiques géométriques similaires à celles vues dans ce travail. Pour des espaces ayant des dimensions différentes (un atrium, par exemple) une nouvelle étude de maillage serait nécessaire.

Bien que la CFD permet également de simuler l'effet du vent sur l'enveloppe du bâtiment, nous avons décidé de limiter la taille du modèle et d'adopter les hypothèses disponibles dans la littérature pour les frontières extérieures du bâtiment. Au Chapitre IV nous nous sommes intéressés à maîtriser une procédure de calcul permettant d'évaluer les conditions de confort environnemental à l'intérieur du bâtiment. La comparaison de nos résultats numériques des scalaires PMV, PPD et MAA avec des données expérimentales s'est avérée très satisfaisante. Par la suite, au Chapitre V, nous avons mené une étude sur le comportement thermique des surfaces vitrées et en particulier, en fonction de l'influence du rayonnement solaire sur les éventuels gains thermiques. L'évaluation de la performance annuelle d'une fenêtre nous a permis d'illustrer son comportement thermique pour différentes conditions climatiques.

La simulation numérique appliquée à des composantes du bâtiment nous a permis d'intégrer les éléments analysés et d'être en mesure d'aborder l'étude du bâtiment de manière élargie. Ainsi, le Chapitre VI a porté sur la modélisation d'une maison standard située à Montréal. Notamment, nous soulignons que la modélisation en CFD de cette maison a suivi une procédure qui, à notre connaissance, n'a pas encore été traitée. Cette façon de faire a consisté en la simulation d'un bâtiment ayant comme seule condition de frontière les conditions climatiques extérieures et les sources de chaleur intérieure. Toutes les composantes qui constituent la maison ont des caractéristiques réalistes, et leurs comportements thermo-aérauliques s'ajustent à la résolution des équations de transport. Ainsi, les parois externes considèrent la conduction avec l'option *shell-conduction*, les parois internes ont une épaisseur et des propriétés thermiques, les fenêtres doubles considèrent la convection entre les verres et permettent la pénétration du rayonnement solaire vers l'intérieur, et l'occupant dégage une certaine quantité de chaleur.

L'application présentée au Chapitre VI a été centrée sur l'étude comparative de l'ajout d'un système vitré sur l'une des façades. Trois cas ont été étudiés considérant l'efficacité énergétique et le confort thermique intérieur. Il s'agit d'une maison sans et avec différentes sortes de solarium. Les résultats ont vérifié la pertinence d'employer la CFD dans le domaine de bâtiment. Nous avons constaté que la visualisation tridimensionnelle des paramètres, n'est pas seulement un outil aidant à la compréhension de l'environnement intérieur d'un bâtiment, mais aussi une méthode utile pour l'évaluation de l'efficacité énergétique du bâtiment.

Les simulations pratiquées à ce bâtiment ont suivi une approche intégrale. Cela veut dire que nous avons effectué une analyse de consommation énergétique et de confort thermique d'un modèle numérique d'une maison qui incluait les éléments architecturaux plus représentatifs, soient des subdivisions intérieures, des fenêtres doubles et des corps

intérieurs (individus et ameublement). Les simulations ont aussi inclus le rayonnement solaire et le calcul des paramètres de confort thermique nécessaire pour l'analyse du confort dans tout l'espace. Il est pertinent à remarquer que des simulations de bâtiments, comme celle pratiquée dans ce travail, sont très rares ou même inexistantes dans la littérature. Ceci fait de cette étude une contribution qui permet de repousser les frontières de l'application de la CFD dans la conception des bâtiments.

Bien que nos résultats paraissent prometteurs, il est pertinent de garder en vue les limitations liées à l'utilisation des programmes CFD. Cette technologie est un outil très puissant, mais elle demeure une méthodologie relativement lourde, à la fois en raison des précautions associées au maillage, au traitement des conditions aux frontières et aux résolveurs. Également elle nécessite des moyens de calcul importants. De ce fait, une limitation importante pour l'expansion de la CFD dans le domaine du bâtiment est liée à l'impossibilité (associée à la vitesse de calcul) pour faire des calculs dynamiques de longue durée. Sur ce point, l'implication des techniques de calcul avec des processeurs en parallèle apparaît comme une alternative très prometteuse pour aborder les travaux futurs.

RÉFÉRENCES

- Abanto J, Barrero D, Reggio M, and Ozell B. (2004). Airflow modelling in a computer room. *Building and Environment*,39(12):1393-1402.
- Alloca C, Chen Q, and Glicksman (2003). Design analysis of single natural ventilation. *Building and Environment*,35:785-795.
- ASHRAE 140-2001. Standard Method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001.
- ASHRAE 55-1992 with Addendum 55a-1995. Thermal comfort conditions for human occupancy. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992.
- ASHRAE Handbook-Fundamentals 2001. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001.
- ASHRAE Thermal comfort tool. Atlanta. (1997). Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1997.
- Atila N., Brendon J. and Srebric J. (2006). Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems. *Energy and Buildings*, 38, 163-173.
- Awbi H and Hatton A. (1999). Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings*, 30(3):233-244
- Awbi H. (1989). Application of computational fluid dynamics in room ventilation. *Building and Environment*; 24(1):73-84.
- Baker A., Kelso M. (1990). On validation of computational fluid dynamics procedures for room air motion prediction. *ASHRAE Transactions*; 96 (1):760-74.
- Balcomb J.D, Edstrom J.C., and Rogers B.T, (1976). Studying hot air: Design considerations of air-heating collector-rock bed storage solar heating systems. *Solar Age*, 1 (2),XXX- XXX.

- Bartak M. (2001). Experimental and numerical study of local mean age of air. *Seventh International IBPSA Conference*, Rio de Janeiro, Brazil.
- Batchelor GK. (1954). Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures. *Quarterly of Applied Mathematics*. VolXII, No. 3, 209-233
- Bernier M. Éléments de mécanique du bâtiment. Cours MEC4240. Département de génie mécanique. Presses Internationales Polytechnique, Septembre 2001.
- Bird R.E., Riordan C. (1984). Simple solar Spectral Model for Direct and Diffuse Irradiance on Horizontal and Tilted Planes at the Earth's Surface for Cloudless Atmospheres SERI/TR-215-2436 [en ligne]. Springfield (United States): *Solar Energy Research Institut*. Disponible sur : <http://rred.nrel.gov/solar/models/spectral/model/>
- BSSM (2005) Bird Simple Spectral Model [en ligne]. Disponible sur : <http://rred.nrel.gov/solar/models/spectral/>
- Chen Q, Peng X, and Van Paassen AHC. (1995) Prediction of room thermal response by CFD technique with conjugate heat transfer and radiation models. *ASHRAE Transactions* 3884:50–60.
- Chen Q. (1997). Computational fluid dynamics for HVAC: successes and failures. *ASHRAE Transaction*; 103(1):178-87.
- Chui E, Raithby GD. (1993). Computational of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the Finit-Volume Method. *Numerical Heat Transfer*, 23(3):269-288.
- Duffie J, and Beckman W. (1990). Solar engineering of thermal processes. New York, Wiley.
- Elsherbiny SM., Raithby GD. and Hollands KGT. (1982). Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers. *Journal of Heat Mass Transfer Transactions of the ASME*, 104, 96-102.
- EN 673. (1997). Glass in buildings: Determination of Thermal Transmittance (U value): Calculation Method, European Committee for Standardization. Brussels.

- Fanger P.O. Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill, New York 1982
- FLUENT (2005) version 6.2.16
- FLUENT 5 user-defined functions for calculating the mean age of air and the PMV and PPD thermal comfort parameters according to ISO 7730.
- Fountain M.E., Huizenga C. (1997). A Thermal sensation prediction tool for use by the profession. *ASHRAE Transaction* 103 (2): 130-6
- Gadgil A. J. (1980). *On convective heat transfer in building energy analysis*. Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley, USA.
- Gan G. (1995). Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. *Energy and Buildings*, 23, 83-93.
- Gan G. (2000). Effective depth of fresh air distribution in rooms with single-sided natural ventilation. *Energy and Buildings*, 31, 65-73.
- Gan G. (2001). Thermal transmittance of multiple glazing: computational fluid dynamics prediction. *Applied Thermal Engineering*, 21, 1583-1592.
- Gratia E., De Herde A. (2003). Design of low energy office buildings. *Energy and Buildings*, 35, 473-491.
- Hallé S. (2001). Étude numérique et expérimentale du transfert thermique dans une fenêtre. Thèse de Doctorat, École Polytechnique de Montréal, Canada.
- Hien W.N., Liping W., Chandra A.N., Pandey A.R., and Xiaolin W. (2005). Effects of double glazed façade on energy consumption, thermal comfort and condensation for typical office building in Singapore. *Energy and Buildings*, 37, 563-572.
- Hongtao X., Jianlei N. (2006). Numerical procedure for predicting annual energy consumption of the under-floor air distribution. *Energy and Buildings*, 38, 641-647.
- Ismail K., Salinas C. (2006). Non-gray radiative convective conductive modeling of a double glass window with a cavity filled with a mixture of absorbing gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2972-2983.
- Jones L. (1998). *Tap The Sun: Passive Solar Techniques and Home Designs*. Canada Mortgage and Housing Corporation. 2ed.

- Kindangen J, Krauss G, and Depecker P. (1997). Effects of roof shapes on wind-induced air motion inside buildings. *Building and Environment*, 32(1):1-11.
- Kulmala I. (1993). Numerical calculation of air flow fields generated by generated by exhaust openings. *Annals of Occupational Hygiene*; 37:451–67.
- Kulmala I. (1995). Numerical simulation of unflanged rectangular exhaust openings. *American Industrial Hygiene Association Journal*; 56:1099–106.
- Lebens R. (1984). Habitat solaire passif. CEP Édition (Éditions du Moniteur) Paris, 1980.
- Lee Y., Korpela S.A. (1983). Multicellular natural convection in a vertical slot. *Journal of Fluid Mechanics*, 126, 91-121
- Manz H. (2003). Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements. *Energy and Buildings*, 35, 305–311.
- Manz H. (2004). Total solar energy transmittance of glass double façade with free convection. *Energy and Buildings*, 36, 127-136.
- Mazria E. (2005). Le guide de la maison solaire. Édition Parenthèses.
- Memarzadeh F. (1998). «Ventilation Design Handbook on Animal Research Facilities Using Static Microisolators». Maryland : Ann Cochran. Volume I. http://orf.od.nih.gov/FacilityStudies/toc_vent.htm.
- Mizuno T., Warfield M. (1992). Development of three-dimensional thermal air flow analysis computer program and verification test. *ASHRAE Transactions*; 98(2):329-38.
- Mora L. (2003). Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet. Thèse de Doctorat. Université de la Rochelle.
- Murakami S, Kato S, Zeng J. (1997). Flow and temperature fields around human body with various room air distributions, cfd study on computational thermal manikin (part 1). *ASHRAE Transactions*; 103:3-15.

- Muresan C. (2005). Étude des transferts thermiques rayonnement spectral-conduction-convection naturelle dans les systèmes photovoltaïques hybrides en vue de leur intégration au bâti. Thèse MEGA. Lyon : INSA de Lyon 2005, 175p
- Nielsen P. (1974). Flow in air conditioned rooms. Ph.D. thesis, Technical University of Denmark.
- Nielsen P. (1992). Description of supply openings in numerical models for room air distribution. *ASHRAE Transaction* ; 98(1): 963-71.
- Novoselac , Burley J, and Srebric J (2006). Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems.. *Energy and Buildings*; 38(3):163-17.c
- Patankar S. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation.
- Pérez-Grande I, Meseguer J, and Alonso G. Influence of glass properties on the performance of double-glazed facades. *Applied Thermal Engineering*, 25(17):3163-3175
- Regard M. (1996). Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ : application à la ventilation naturelle d'un local. Thèse de Doctorat. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- Report to Parliament Under the Energy Efficiency Act For the Fiscal Year 2003–2004.
- Rodrigues AM, Canha da Piedade, Lahellec A, Grandpeix JY. (2000). Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation. *Building and Environment*, 35(5): 455-469
- Roy RKS., Baker A. (1994). An efficient cfd algorithm for the prediction of contaminant dispersion in room air motion. *ASHRAE Transactions* ;100(2):980–7.
- Safer N. 2006. Modélisation des façades de type double-peau équipées de protection solaires: Approches multi-échelles. Thèse INSA, Lyon, 2006.
- Safer N., Wolosyn M., Roux J-J., Rusaquen G., Kuznik F. (2005). Modeling of the double skin façade for building energy simulations: radiative and convective heat

- transfer. *Ninth International IBPSA Conference. Montréal. Canada August 15-18, 2005.*
- Said N., Zhang S., Christianson SCYP. (1995). Computational fluid dynamics for hvac: successes and failures. *ASHRAE Transactions*; 101(1):1065–77.
- Shaw C.S. Conséquences de la disposition des diffuseurs sur la ventilation des postes de travail. Conseil Nationale de Recherche du Canada, 2000.
- Spitler JD, Pederson CO, and Fisher DE (1990). Interior convective heat transfer in building with large ventilative flow rate. *ASHRAE Transaction*: RP-529.
- Stamou A, and Katsiris I. (2006). Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer. *Building and Environment*, 41(9):1171-1181
- THERM 5/ WINDOW 5. NFRC Simulation Manual. Lawrence Berkley National Laboratory, June 2003.
- Versteeg H.K. and Malasekera. An introduction to Computational Fluid Dynamics (The Finite Volume Method). Longman Scientific and Technical (1995).
- Wright J.L. (1995). Summary and comparison of methods to calculate solar heat gain. *ASHRAE Transaction* 95 (2) : 802-818.
- Wright J.L.(1996). A correlation to quantify convective heat transfer between vertical window glazing. *ASHRAE Transaction* 106; 940-946.
- Wright JL. (1996). A correlation to quantify convective heat transfer between vertical window glazing. *ASHRAE Transactions*, 106, 940-946.
- Wurtz E., Musy M., Allard F. (2000). Modélisation d'un panache d'émetteur de chaleur pour le logiciel de simulation énergétique des bâtiments SPARK. *International Journal of Thermal Sciences*. 39, 433–441
- Xing H., Hatton A., Awbi H.B. (2001). A study of air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. *Building an Environment*, 36, 809-820.
- Yin SH., Wung K. and Chen K. (1978). Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 21, 307-315.

- Zhai Z. (2006). Application of Computational Fluid Dynamics in Building Design: Aspects and Trends. *Indoor and Built Environment*, Vol. 15, No. 4, 305-313
- Zhai Z. and Chen Q. (2003). Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs. *Energy and Buildings*, 35(5):493-505.
- Zhao Y., Curcija D. and Goss W.P. (1997). Prediction of the multicellular flow regime of natural convection in fenestration glazing cavities. *ASHRAE Transactions: Symposia* 1009-1020.
- Zhao Y., Goss W.P., Curcija D., Power J.P. (1997). Proceedings of CLIMA2000 on a New Set of Analytical Correlations for Predicting Convective Heat Transfer in Fenestration Glazing Cavities. Brussels. 305-316.
- Zmeureanu R. (2003). Radiation from cold or warm windows: computer model development and experimental validation. *Building and Environment*, 38, 427-434.
- Zmeureanu R., Doramajian A. (1992). Thermally Acceptable temperature drifts can reduce the energy consumption for cooling in office buildings. *Building and Environment*, 27, (4), 469-481.

ANNEXE A : Spécifications des matériaux

Spécifications des matériaux des parois.

Extrait du Standard ANSI/ASHRAE 140-2001

Lightweight Case: Exterior Wall (inside to outside)						
Element	k (W/m·K)	Thickness (m)	U (W/m ² ·K)	R (m ² ·K/W)	Density (kg/m ³)	C _p (J/kgK)
Int Surf Coef			8.290	0.121		
Plasterboard	0.160	0.012	13.333	0.075	950.000	840.000
Fiberglass quilt	0.040	0.066	0.606	1.650	12.000	840.000
Wood Siding	0.140	0.009	15.556	0.064	530.000	900.000
Ext Surf Coef			29.300	0.034		
Total air—air			0.514	1.944		
Total air—surf			0.559	1.789		
Lightweight Case: Floor (inside to outside)						
Element	k (W/m·K)	Thickness (m)	U (W/m ² ·K)	R (m ² ·K/W)	Density (kg/m ³)	C _p (J/kgK)
Int Surf Coef*			8.290	0.121		
Timber flooring	0.140	0.025	5.600	0.179	650.000	1200.000
Insulation	0.040	1.003	0.040	25.075		**
Total air—air			0.039	25.374		
Total air—surf			0.040	25.254		
Lightweight Case: Roof (inside to outside)						
Element	k (W/m·K)	Thickness (m)	U (W/m ² ·K)	R (m ² ·K/W)	Density (kg/m ³)	C _p (J/kgK)
Int Surf Coef*			8.290	0.121		
Plasterboard	0.160	0.010	16.000	0.063	950.000	840.000
Fiberglass quilt	0.040	0.1118	0.358	2.794	12.000	840.000
Roofdeck	0.140	0.019	7.368	0.136	530.000	900.000
Ext. Surf Coef			29.300	0.034		
Total air—air			0.318	3.147		
Total air—surf			0.334	2.992		
Summary: Lightweight Case						
Component	Area (m ²)	UA (W/K)				
Wall	63.600	32.715				
Floor	48.000	1.892				
Roof	48.000	15.253				
S Window	12.000	36.000				
Infiltration		18.440***				
Total UA (with S Glass)		104.300				
Total UA (No S Glass)		68.300				
			ACH	Volume (m ³)	Altitude (m)	
			0.500	129.600	1609.000	

* The interior film coefficient for floors and ceilings is a compromise between upward and downward heat flow for summer and winter.

** The floor insulation shall have the minimum density and specific heat the program being tested will allow, but not < 0.

*** Infiltration derived from:

ACH = Volume * (specific heat of air) * (density of air at specified altitude)

Spécifications des matériaux des fenêtres.

Extrait du Standard ANSI/ASHRAE 140-2001

Property	Value
Extinction coefficient	0.0196/mm
Number of panes	2
Pane thickness (standard 1/8 in. glass under the inch-pound [IP] system)	3.175 mm
Air gap thickness	13 mm
Index of refraction	1.526
Normal direct-beam transmittance through one pane in air	0.86156
Thermal conductivity of glass	1.06 W/mK
Conductance of each glass pane	333 W/m ² K(R-0.003 m ² K/W)
Combined radiative and convective heat transfer coef of air gap (h _g)	6.297 W/m ² K(R-0.1588 m ² K/W)
Exterior combined surface coefficient (h _o)	21.00 W/m ² K(R-0.0476 m ² K/W)
Interior combined surface coefficient (h _i)	8.29 W/m ² K(R-0.1206 m ² K/W)
U-Value from interior air to ambient air	3.0 W/m ² K(R-0.3333 m ² K/W)
Hemispherical infrared emittance of ordinary uncoated glass	0.84 (Use 0.9 for simplicity of input. If the program being tested must use 0.84 this is acceptable because the effect on outputs will be less than 0.5%)
Density of glass	2500 kg/m ³
Specific heat of glass	750 J/kgK
Curtains, blinds, frames, spacers, mullions, obstructions inside the window	None
Double-pane shading coefficient (at normal incidence)	0.907
Double-pane solar heat gain coefficient (at normal incidence)	0.789

**ANNEXE B : Données climatiques moyennes et
extrêmes à long terme pour Montréal**

La brochure " Le Climat du Canada " décrit les particularités climatiques de chaque région du Canada. Le tableau qui suit est un extrait de ce document.

Données climatiques moyennes et extrêmes à long terme
à des stations représentatives canadiennes—suite

NOTE.—Explication complète des termes et des méthodes d'observation, pp. 30-31.

MONTRÉAL (P.Q.)—45°30'N, 73°34'O.

187 PIEDS AU-DESSUS DU N.M.M.

	TEMPÉRATURE DE L'AIR								Facteur calorifique Degrés-jours au-dessous de 65° F.	HUMIDITÉ RELATIVE			
	Moyenne journalière	Moyenne du		Moyenne du		Extrême absolu		Degrés-jours au-dessous de 65° F.		0100 H.N.E.	0700 H.N.E.	1300 H.N.E.	1900 H.N.E.
		Maximum journalier	Minimum journalier	Maximum mensuel	Minimum mensuel	Haut marqué	Bas marqué						
	°F.	°F.	°F.	°F.	°F.	°F.	°F.	Nombre	%	%	%	%	
°C													
-9.2	Janv....	15.4	22.7	8.2	43	-12	55	-27	1,540	80	80	74	76
-8.7	Fév....	16.4	23.6	9.3	40	-8	57	-29	1,370	78	80	66	71
-2.2	Mars....	28.0	34.8	21.3	52	1	77	-20	1,150	77	79	60	68
5.2	Avril....	41.6	49.5	33.5	72	20	86	2	700	78	75	64	64
13.1	Mai....	55.6	64.3	46.9	82	34	94	23	300	78	74	52	60
19.7	Juin....	65.6	74.2	56.9	88	45	94	34	50	80	75	54	62
21.3	Juillet..	70.4	78.7	62.1	89	53	97	48	10	80	77	53	62
20.1	Août....	68.2	76.3	60.1	88	50	96	43	40	80	78	53	64
15.3	Sept....	59.6	67.1	52.0	83	39	91	32	180	83	83	56	71
8.5	Oct....	48.0	54.9	41.2	73	28	84	19	530	82	85	59	72
1.6	Nov....	35.2	40.6	29.7	60	12	72	-18	890	81	83	69	79
-6.3	Déc....	20.7	26.7	14.7	45	-7	59	-29	1,370	81	82	74	79
	Année..	43.7	51.1	36.3	91	-16	87	-29	8,130

	PRÉCIPITATIONS						VENT		Inso-lation	Ton-nerre	Gélés ²	
	Pluie		Neige		Total (eau)		Prédominant					Vitesse moyenne (milles par heure)
	Hau-teur moyenne	Jours	Hau-teur moyenne	Jours	Hau-teur moyenne	Maxi-mum en 24 heures	Dirrec-tion	%				
po.	nomb.	po.	nomb.	po.	po.							
Janv....	1.16	5	23.8	14	3.54	1.75	SO	25	12.6	79	0	30
Fév....	0.57	3	21.5	14	2.72	1.20	O	26	12.7	102	0	28
Mars....	1.46	6	18.0	11	3.26	1.67	SO	27	12.5	145	1	25
Avril....	2.72	11	6.5	3	3.37	1.62	SO	25	12.3	167	1	10
Mai....	3.30	13	T	1	3.30	2.04	SO	26	11.2	203	2	1
Juin....	3.76	13	0	0	3.76	2.68	SO	33	9.9	222	4	0
Juillet..	3.97	13	0	0	3.97	2.71	SO	37	9.3	244	5	0
Août....	3.48	10	0	0	3.48	2.98	SO	35	9.1	223	4	0
Sept....	3.72	12	T	1	3.72	1.94	SO	29	9.7	170	2	0
Oct....	3.33	16	0.7	1	3.40	3.39	SO	26	10.5	126	1	3
Nov....	3.00	10	9.2	6	3.92	2.06	SO	21	11.5	69	0	17
Déc....	1.25	6	21.1	13	3.35	1.95	O	29	11.9	61	1	29
Année..	31.72	118	169.8	62	41.89	3.39	SO	28	11.1	1,511	20	143

¹ Données de l'Observatoire McGill, sauf pour l'humidité et le vent (aéroport de Dorval). ² Date moyenne de la dernière gelée du printemps, 28 avril; de la première gelée de l'automne, 17 octobre. ³ Moins de 0.5 jour en moyenne.

Température de l'air.—Pour obtenir des observations normalisées, on a pourvu toutes les stations d'abris uniformes où loger les thermomètres. On emploie des thermomètres autoenregistreurs à maximums au mercure, et à minimums à l'alcool, qu'on lit habituellement deux à quatre fois par jour. L'abri est installé à l'endroit qui reproduit le mieux le climat local, sur terrain gazonneux uni, en un point situé hors de l'influence protectrice des arbres et des édifices. Dans ces abris, les thermomètres sont posés de façon que la boule se trouve à environ quatre pieds du sol.

On a calculé la température moyenne de l'air d'après les enregistrements d'une période de trente ans (1921-1950),—sauf dans les stations du grand Nord où la documentation date de moins loin. La moyenne température maximum journalière d'un mois quelconque est la moyenne de tous les maximums journaliers enregistrés durant ce mois, au cours de la période observée. De même, la moyenne du minimum journalier provient de toutes les observations minimums journalières. La moyenne journalière est celle des moyennes journalières maximums et minimums. La moyenne des maximums de janvier est celle des hauts de chacun des mois de janvier de la période et la moyenne des minimums, celle des bas des mêmes mois. Les hauts marqués et les bas marqués s'entendent des extrêmes absolus de la période entière d'observations à chacune des stations.

ANNEXE C : Calcul de l'intensité et de la position du rayonnement solaire

Rayonnement solaire¹

a) Angles solaires

Le mouvement de la terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la figure C.1. Sa trajectoire est une ellipse dont un des foyers est occupé par le soleil. La déclinaison δ est l'angle formé par la direction du rayonnement solaire et le plan de l'équateur.

$\delta = 0^\circ$ aux équinoxes $\delta = \pm 23^\circ 27'$ aux solstices.

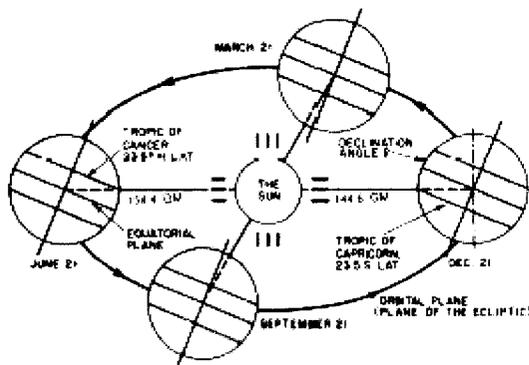


Figure C.1 : Mouvement de la terre autour du soleil

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (\text{C.1})$$

où n est le jour de l'année.

Afin de déterminer les angles solaires, il faut connaître la latitude, la longitude, et l'élévation (par rapport au niveau de la mer) de l'endroit considéré. Ces valeurs sont disponibles pour plusieurs villes en *ASHRAE-Fundamentals* (1991). Pour Montréal, ces valeurs sont : Latitude 45.5°N ; Longitude 75.5°W ; élévation 30m (au dessus du niveau de la mer). Le méridien standard pour Montréal (Eastern Standard Time) est de 75° de longitude ouest. A noter que l'on avance l'heure le 1^{er} dimanche d'avril et que l'on revient à l'heure normale lors du dernier dimanche d'octobre.

¹ Cette procédure de calcul du rayonnement solaire est un extrait des notes de cours MEC4240 du Département de Génie Mécanique de l'École Polytechnique de Montréal.

Comme la rotation de la terre sur elle-même varie un peu (à cause de l'orbite elliptique), il faut distinguer entre Temps Civil, TC, (tel que lu sur une horloge) et le Temps Solaire, TS. La relation entre les deux est la suivante (note : si l'heure avancée est en vigueur, il faut soustraire 1 heure à TC avant d'appliquer cette équation) :

$$TS = TC + (L_{ref} - L_{loc}) / 15 + E \quad (C.2)$$

où L_{ref} est le méridien de référence (75°)

L_{loc} est le méridien de la localité en question

$E = 9.87 \sin 2B - 7.53 \cos B - 1.5 \sin B$ est la correction du temps (B est en degrés et E est en minutes)

$B = 360 (n - 81) / 374$ ou n est le tour de l'année (29 déc. devient $n = 363$)

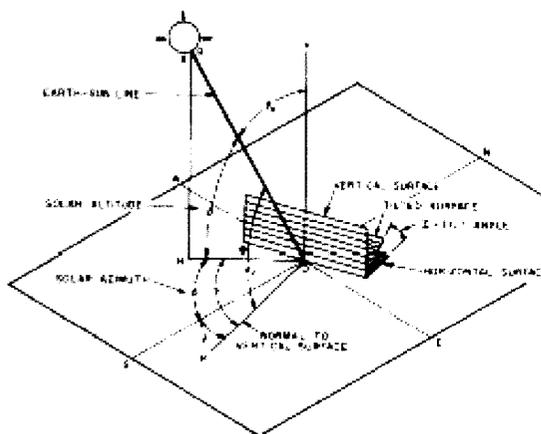


Figure C.2 : Angles solaires

Les relations entre les différents angles solaires pour calculer l'angle d'incidence θ sont exprimés comme suit,

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (C.3)$$

i) Pour une surface verticale, $\beta = 90^{\circ}$, l'équation C.3 devient :

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \phi \cos \gamma + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \gamma \sin \omega$$

ii) Pour une surface horizontale, $\beta = 0^{\circ}$, et $\theta = \theta_z$ et l'équation devient :

$$\cos \theta_z = \sin \delta \cos \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega$$

Par ailleurs, l'altitude solaire, α , est donnée par :

$$\sin \alpha = \cos \phi \cos \omega \cos \delta + \sin \delta \sin \phi \quad (\text{C.4})$$

b) Le calcul du rayonnement sur un plan quelconque.

Le rayonnement solaire total incident sur ne surface quelconque , G_t , est donnée par :

$$G_t = G_D + G_d + G_R \quad (\text{C.5})$$

où,

G_d est le rayonnement direct (qui traverse l'atmosphère sans être réfléchi ni absorbé)

G_D est le rayonnement diffus (provenant de l'atmosphère)

G_R est le rayonnement réfléchi sur la surface (=0 pour une surface horizontale)

Le rayonnement direct, G_D :

$$G_D = C_N G_{ND} \cos \theta \quad (\text{C.6})$$

θ est l'angle entre la normale à la surface considérée et le rayonnement solaire

C_N est l'indice de clarté (on se pose souvent $C_N=1.0$)

G_{ND} est le rayonnement Direct Normal reçu par une surface orientée perpendiculairement au rayonnement solaire. G_{ND} est donnée par :

$$G_{ND} = \frac{A}{\frac{B}{e^{\sin(\beta)}}} \quad (\text{C.7})$$

où

A est le rayonnement direct normal à l'extérieur de l'atmosphère en W/m^2 (voir tableau C.1).

B est un coefficient d'absorption atmosphérique (sans dimensions, voir tableau C.1)

α est l'altitude solaire

Table 7 Extraterrestrial Solar Irradiance and Related Data

	E_o , W/m ²	Equation of Time, min	Declination, degrees	A, W/m ²	B, Dimensionless Ratios	C
Jan	1416	-11.2	-20.0	1290	0.142	0.058
Feb	1401	-13.9	-10.8	1215	0.144	0.060
Mar	1381	-7.5	0.0	1186	0.156	0.071
Apr	1356	1.1	11.6	1136	0.180	0.097
May	1336	3.3	20.0	1104	0.196	0.121
June	1336	-1.4	23.45	1088	0.205	0.134
July	1336	-6.2	20.6	1085	0.207	0.136
Aug	1338	-2.4	12.3	1107	0.201	0.122
Sep	1359	7.5	0.0	1151	0.177	0.092
Oct	1380	15.4	-10.5	1192	0.160	0.073
Nov	1405	13.8	-19.8	1221	0.149	0.063
Dec	1417	1.6	-23.45	1233	0.142	0.057

Note: Data are for 21st day of each month during the base year of 1964.

Tableau C.1 Valeurs de A, B, C

Le rayonnement diffus, G_d :

En supposant que le rayonnement diffus est uniforme dans toutes les directions, on a :

$$G_d = CG_{ND} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \quad (C.8)$$

où

C est le rapport entre le rayonnement diffus horizontal et le rayonnement direct normal (voir tableau C.1)

β est l'angle d'inclinaison du plan (par rapport à l'horizontale)

Le produit CG_{ND} donne le rayonnement diffus sur un plan horizontal qui sera dénoté par G_{dH} .

Rayonnement réfléchi, G_R :

$$G_R = \rho G_{IH} \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad (C.9)$$

où

G_{IH} est le rayonnement global (direct+diffus) reçu par une surface horizontale

ρ est le coefficient de réflexion (albédo). Nous avons utilisé $\rho=0.2$ (pelouse)

$$G_{iH} = G_{ND} \sin \alpha + CG_{ND} \quad (\text{car pour } \beta=0, \cos \theta = \cos(90 - \alpha) = \sin \alpha) \quad (\text{C.10})$$

(Note : Bien souvent on utilise $G_{iH} = G_{ND} \sin \alpha$ car le deuxième terme de l'équation C.10 est petit par rapport au premier).

Les facteurs $\frac{(1 + \cos \beta)}{2}$ et $\frac{(1 - \cos \beta)}{2}$ dans les équations C.8 et C.9 représentent, respectivement, les facteurs de forme entre le plan et le ciel et entre le plan et le sol. Donc, en résumé, l'équation C.5 peut s'écrire :

$$G_t = C_N G_{ND} \cos \theta + CG_{ND} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} + \rho(G_{ND} \sin \alpha + CG_{ND}) \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \quad (\text{C.11})$$

La composition du rayonnement solaire

La figure C.3 donne la distribution du rayonnement solaire direct et diffus correspondant au 21 Janvier à midi (avec ciel dégagé) pour la ville de Montréal. Cette distribution est basée sur le model de Bird (1984), Bird (2005).

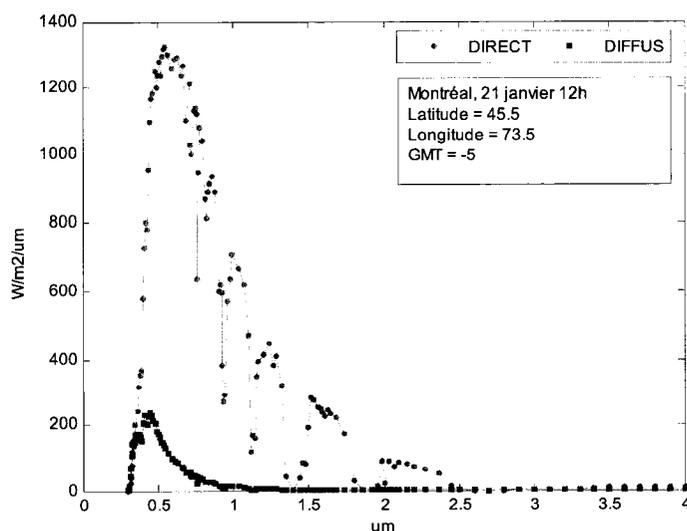


Figure C.3 : Distribution spectrale du rayonnement solaire global

Avec les valeurs de rayonnement de la figure C.3 et après une intégration spectrale, nous avons agroué le rayonnement solaire en fonction de trois bandes de longueur d'ondes comme il est indiqué dans le tableau C.2.

Bandes du rayonnement thermique		Solaires direct [W/m ²]	Solaire diffus [W/m ²]
0.3 – 0.4 μm	UVA	20.7	12.7
0.4 – 0.75 μm	visible	416.8	44.1
0.75 - 4 $\mu m <$	infrarouge	437.6	8.6

Tableau C.2 : Distribution du rayonnement solaire thermique direct et diffus pour Montréal le 21 janvier à 12h.

Nous observons que le rayonnement solaire est constitué de 48% dans la portion visible du spectre solaire, 2% de UVA (ultraviolet A) et 50% d'infrarouge. Ainsi nous pouvons dire que le rayonnement solaire peut être caractérisé comme radiation visible (50%) et infrarouge (50%).

Propriétés rayonnantes de certains matériaux

Surface	Material	Radiant Properties
Walls	Matt White Paint	$\alpha_V = 0.26, \alpha_{IR} = 0.9$
Flooring	Dark Grey Carpet	$\alpha_V = 0.81, \alpha_{IR} = 0.92$
Furnishings	Various, generally mid coloured matt	$\alpha_V = 0.75, \alpha_{IR} = 0.90$
Steel Frame	Dark gray gloss	$\alpha_V = 0.78, \alpha_{IR} = 0.91$
External Glass	Double glazed coated glass	$\alpha_V = 0.49, \alpha_{IR} = 0.49, \alpha_D = 0.49,$ $\tau_V = 0.3, \tau_{IR} = 0.3, \tau_D = 0.32$
Internal Glass	Single layer clear float glass	$\alpha_V = 0.09, \alpha_{IR} = 0.09, \alpha_D = 0.1,$ $\tau_V = 0.83, \tau_{IR} = 0.83, \tau_D = 0.75$

**ANNEXE D : Corrélations du nombre du Nusselts pour
la cavité avec rapport de forme élevée.**

Yin (1978)

$$Nu = f(Ra_L, A)$$

$$Nu = 0.23 \cdot A^{-0.131} Ra_L^{0.269}$$

$$10^3 \leq Ra_L \leq 5 \cdot 10^6$$

$$4.9 \leq A \leq 78.7$$

Elsherbiny (1982)

$$Nu_1 = 0.0605 \cdot Ra_L^{1/3}$$

$$Nu_2 = \left[1 + \left\{ \frac{0.104 Ra_L^{0.293}}{1 + (6310 / Ra_L)^{1.36}} \right\}^3 \right]^{1/3}$$

$$Nu_3 = 0.242 \left(\frac{Ra_L}{A} \right)^{0.272}$$

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

$$5 \leq A \leq 110, A = 20 : Ra_L < 2 \cdot 10^6$$

$$A = 40 : Ra_L < 2 \cdot 10^5, A = 80 : Ra_L < 3 \cdot 10^4$$

Wright (1996)

$$Nu = 0.0673838 \cdot Ra_L^{0.3},$$

$$5 \cdot 10^4 < Ra_L \leq 10^6$$

$$Nu = 0.028154 \cdot Ra_L^{0.4134},$$

$$10^4 < Ra_L \leq 5 \cdot 10^4$$

$$Nu = 1 + 1.75967 \cdot 10^{-10} \cdot Ra_L^{2.2984755},$$

$$Ra_L \leq 10^4$$

$$A \geq 40$$

EN673 (1997)

$$Nu = \max(0.035 \cdot Ra_L^{0.38}, 1)$$

ANNEXE E : Estimation des paramètres de confort.

Calcul du PMV et PPD

```

#define WME 0.0 /* user input - external work (normally 0) */

/* #define TAA          air temperature (K) */
/* #define TRA          mean radiant temperature (K) */
/* #define VEL          relative air velocity (m/s) */
/* #define PA           water vapor pressure (Pa) */

DEFINE_ADJUST(pmv_fcn, domain)
{
    Thread *t;
    cell_t c;

    int niter;

    real TAA, TRA, VEL, PA;
    real ICL, M, W, MW, FCL, HCF, TA, TCLA; /*, TR */
    real P1, P2, P3, P4, P5, XN, XF;
    real EPS, ERROR, HNC, HC, TCL;
    real HL1, HL2, HL3, HL4, HL5, HL6;
    real TS, PMV, PPD;
    real velv, velu, velw;

    thread_loop_c (t, domain)
    {
        begin_c_loop_all (c, t)
        {
            TAA = C_T(c, t);
            velu = C_U(c, t);
            velv = C_V(c, t);
            velw = C_W(c, t);
            VEL = sqrt(velu*velu + velv*velv + velw*velw);
            PA = C_YI(c, t, 0) * (C_P(c, t) + 101325.); /* PA is absolute */
            TRA = pow((C_P1(c, t) / 4. / 5.67e-08), 0.25);
            printf("%g %g %g %g\n", velu, VEL, PA, TRA);

#if 0

                /****** begin generic coding of ISO 7730
                *****/
                /*
                /* Moderate thermal environments --
                /* Determination of the PMV and PPD indices and
                /* specification of the conditions for thermal comfort
                /*
                /* ISO 7730 Second Edition 1994-12-15
                */

                /******

```

```

        ICL = 0.155 * CLO; /* thermal insulation of the clothing in
m^2K/W */

        M = MET * 58.15; /* metabolic rate in W/m^2 */

        W = WME * 58.15; /* external work in W/m^2 */

        MW = M - W; /* internal heat production in the human body */

        /* clothing area factor */

        if(ICL<0.078)
            FCL = 1 + 1.29 * ICL;
        else
            FCL = 1.05 + 0.645 * ICL;

        HCF = 12.1 * sqrt(VEL); /* heat transfer coeff by forced
convection */

        TA = TAA - 273; /* air temperature in deg C */
        /*          TR = TRA - 273; mean radiant temperature in deg C
*/

        /* calculate surface temperature of clothing iteratively */

        TCLA = TAA + (35.5-TA) / (3.5 * (6.45*ICL + 0.1)); /* first
guess */

        P1 = ICL * FCL;
        P2 = P1 * 3.96;
        P3 = P1 * 100;
        P4 = P1 * TAA;
        P5 = 308.7 - 0.028 * MW + P2 * pow((TRA/100.),4.);
        XN = TCLA /100.;
        XF = XN;
        niter = 0; /* niter: number of iterations */
        /*          EPS = 0.00015; stop criteria in iteration */
        EPS = 0.00001; /* stop criteria in iteration */
        /*          ERROR = 100. * EPS; */
        ERROR = 1000. * EPS;

        while (fabs(ERROR)>EPS && niter<150)
        {
            XF = (XF+XN)/2.;

            /* heat transfer coefficient by natural convection */

            HNC = 2.38 * pow(fabs(100.*XF-TAA), 0.25);

            if (HCF > HNC)
                HC = HCF;
            else

```

```

        HC = HNC;

        XN = (P5 + P4 * HC - P2 * pow(XF,4.) ) / ( 100. + P3 * HC);

        ERROR = XN - XF;

        ++niter;
    }
    if (niter>=150)printf("iteration limit exceeded %d iterations
\n",niter);

    TCL = 100. * XN - 273; /* surface temperature of the clothing
*/

    /* heat loss components */

    /* heat loss diffusion through skin */

    HL1 = 3.05 * 0.001 * (5733 - 6.99*MW - PA);

    /* heat loss by sweating (comfort) */
    if (MW > 58.15 )
        HL2 = 0.42 * (MW - 58.15);
    else
        HL2 = 0.0;

    /* latent respiration heat loss */
    HL3 = 1.7 * 0.00001 * M * (5867. - PA);

    /* dry respiration heat loss */
    HL4 = 0.0014 * M * (34.-TA);

    /* heat loss by radiation */
    HL5 = 3.96 * FCL * (pow(XN,4.) - pow((TRA/100.),4.));

    /* heat loss by convection */
    HL6 = FCL * HC * (TCL - TA);

    /* calculate PMV and PPD */

    /* thermal sensation transfer coefficient */
    TS = 0.303 * exp(-0.036*M) + 0.028;

    /* predicted mean vote (PMV) */
    PMV = TS * (MW-HL1-HL2-HL3-HL4-HL5-HL6);

    /* predicted percentage dissatisfied (PPD) */

    PPD = 100. - 95.*exp(-0.03353*pow(PMV,4.) -
0.2179*pow(PMV,2.));

    /****** end generic coding of ISO 7730 *****/

```

```

        C_UDSI(c,t,1) = PMV;
        C_UDSI(c,t,2) = PPD;
#endif
    }
    end_c_loop_all (c,t);
}

```

Calcul du MAA

L'UDF suivant, appelé *mean_age_diff*, calcule la diffusivité pour l'âge moyen d'air (MAA) en utilisant une grandeur scalaire définie pour l'utilisateur. Noter que le calcul du MAA exige que de l'énergie, le rayonnement, et le calcul de transport d'espèces (vapeur d'eau) soient exécutés auparavant. Il faut imposer $uds-0 = 0$ à toutes les entrées et sorties du modèle. Cette fonction peut être exécutée comme UDF interprété ou compilé, Fluent (2005).

```

/*****
UDF that computes diffusivity for mean age using a user-defined scalar.
*****/
/
#include "udf.h"

DEFINE_DIFFUSIVITY(mean_age_diff,c,t,i)
{
    return C_R(c,t) * 2.88e-05 + C_MU_EFF(c,t) / 0.7;
}

```

**ANNEXE F : Sous tâche 1, annexe 1, de l'Agence
Internationale de l'Énergie.**

TABLE 2.4 Computer codes for air flow simulation

Name	Origin of Code	Type	Method	Annex-20 users	Remarks
ARIA	Abacus	UK	C	FV	
ASTEC	Harwell	UK	C	FV	
CALC-BFC	Chalmers	S	R	FV	Sweden
CHAMPION	TUD	NL	R	FV	
EOL-3D	INRS	F	R	FV	France
EXACT3	NIST	USA	R	FV	Canada
FEAT		UK	C	FE	
FIDAP	FDI	USA	C	FE	
FIRE	AVL	A	C	FV	
FLOTRAN	Compuflow		C	FE	
FloVENT	FLOMERICS	UK	C	FV	SHC Task 12
FLOW-3D	Harwell	UK	C	FV	
FLUENT	Fluent Inc.	USA	C	FV	Germany, Finland
JASMINE	BRE-FRS	UK	R	FV	fire, smoke
KAMELEON	SINTEF	N	R	FV	Norway
PHOENICS	CHAM	UK	C	FV	Switzerland
SIMULAR AIR	AVL	A	C	FV	Germany
STAR-CD	CD	UK	C	FV	
TEACH-3D	Aalborg	DK	R	FV	Denmark
TEMPEST	Battelle	USA	R	FV	
WISH-3D	TNO	NL	R	FV	Netherlands, Finland

Source (sous-tâche 1 de l'Annexe 20 de l'Agence Internationale de l'Énergie, IEA A-20 (1993))