

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	6
1.1 Comportement thermique d'un bâtiment	6
1.2 La consommation énergétique des bâtiments	6
1.3 L'évolution des méthodes de simulation d'un bâtiment	8
1.3.1 Les modèles monozones	8
1.3.2 Les modèles multizones	10
1.3.3 Les modèles zonaux	12
1.3.4 Les modèles Navier-Stokes (NS)	15
1.3.5 Couplage entre les modèles de simulation énergétique ES et les codes NS ..	17
1.4 Différents types de simulation	18
1.4.1 La modélisation énergétique	18
1.4.2 La modélisation aéraulique	18
1.4.3 La modélisation thermo-aéraulique	19
1.4.4 La modélisation hygro-thermo-aéraulique	19
CHAPITRE 2 LE CONFORT THERMIQUE ET LA QUALITÉ DE L'AIR	21
2.1 Le confort thermique	21
2.1.1 Introduction	21
2.1.2 La norme ASHRAE 55	23
2.1.2.1 Le confort thermique global	23
2.1.2.2 La température radiante moyenne	26
2.1.2.3 Métabolisme et isolement vestimentaire	26
2.1.2.4 Le confort thermique local	26
2.2 La qualité de l'air	27
2.2.1 Introduction	27
2.2.2 La norme ASHRAE 62	28
2.2.2.1 Le niveau acceptable de la qualité de l'air	28
2.2.2.2 Le taux d'apport d'air extérieur	30
2.2.2.3 L'âge moyen de l'air	30
2.3 Efficacité des systèmes de ventilation	31
2.3.1 La ventilation par mélange	32
2.3.2 La ventilation par déplacement	32
2.3.3 La ventilation par écoulement à effet piston	33
2.3.4 La ventilation à circuit court	34
CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE	36
3.1 Modèle numérique	36
3.2 Hypothèses de calcul	38
3.3 La mise en équation	38

3.4	La résolution numérique	41
3.5	Le calcul des indices de confort thermique.....	43
3.6	Protocole expérimental	43
3.6.1	Description de la pièce modèle.....	43
3.6.2	Construction de la pièce modèle.....	44
3.6.3	Dispositifs et appareils de mesure.....	45
3.6.3.1	Mesure de la température.....	46
3.6.3.2	Mesure de la vitesse d'écoulement.....	49
3.6.3.3	Mesure de la température radiante.....	49
3.7	Conclusion du chapitre	49
CHAPITRE 4 RÉSULTATS DE L'ÉTUDE BIDIMENSIONNELLE.....		50
4.1	Chauffage par convection naturelle.....	50
4.1.1	Les conditions initiales et aux limites.....	51
4.1.2	Le maillage.....	53
4.1.3	Profils de vitesses et de températures.....	54
4.1.3.1	Vecteurs vitesses et lignes de courant.....	54
4.1.3.2	Températures.....	57
4.1.4	Comparaison des indices de confort thermique PMV et PPD.....	59
4.1.5	L'asymétrie radiante et l'indice d'inconfort PD.....	61
4.2	Ventilation par le plancher.....	62
4.2.1	Dimensions et conditions aux limites.....	62
4.2.2	Le maillage.....	64
4.2.3	Profils de vitesses et de températures.....	66
4.2.4	Les indices de confort thermique.....	71
4.2.5	L'asymétrie radiante et l'indice d'inconfort PD.....	74
4.3	Conclusion du chapitre	74
CHAPITRE 5 RÉSULTATS DE L'ÉTUDE TRIDIMENSIONNELLE.....		75
5.1	Chauffage et ventilation par le plancher.....	75
5.1.1	Dimensions et conditions aux limites.....	76
5.1.2	Le maillage.....	77
5.1.3	Profils de vitesses et de températures.....	79
5.1.3.1	Vecteurs vitesses et lignes de courant.....	79
5.1.3.2	Températures.....	81
5.1.4	Les indices de confort thermique.....	84
5.2	Climatisation.....	87
5.2.1	Dimensions et conditions aux limites.....	88
5.2.1.1	Le maillage.....	90
5.2.2	Profils de vitesses et de températures.....	92
5.2.2.1	Les vitesses d'écoulements.....	92
5.2.2.2	Températures.....	94
5.2.2.3	Indices de confort thermique.....	95
5.3	Conclusion du chapitre	99
CHAPITRE 6 RÉSULTATS DE LA QUALITÉ DE L'AIR INTÉRIEUR.....		100

6.1	La qualité de l'air intérieur	100
6.1.1	Description de la pièce modèle	100
6.1.2	Gaz traçant	103
6.1.3	Conditions aux frontières.....	104
6.1.4	Résultats.....	105
6.1.4.1	Ventilation par mélange.....	105
6.1.4.2	Ventilation par déplacement.....	113
6.1.5	Efficacité des stratégies de ventilation.....	119
6.2	Conclusion du chapitre	120
CHAPITRE 7 RÉSULTATS DU CAS MULTIZONE		121
7.1	Introduction.....	121
7.2	Description du cas de simulation	122
7.2.1	Configuration du bâtiment multizone	123
7.2.2	Conditions aux limites	123
7.2.3	Le maillage.....	124
7.2.4	Profils de vitesses et de températures	126
7.2.4.1	Les vitesses	129
7.2.4.2	Les températures	130
7.2.4.3	Les concentrations	135
7.2.4.4	Efficacité du système de ventilation	139
7.3	Conclusion du chapitre	141
CONCLUSION.....		142
RECOMMANDATIONS		145
ANNEXE I	TABLEAUX ET COURBES DE DISTRIBUTION DE L'INDICE D'INCONFORT PD.....	146
ANNEXE II	PHOTOS DE LA PIÈCE MODÈLE ET DES DISPOSITIFS.....	148
ANNEXE III	CALCUL DES ÉCHANGES THERMIQUES PAR RAYONNEMENT...153	
ANNEXE IV	PROGRAMME DE CALCUL DES INDICES DE CONORT THERMIQUE.....	155
ANNEXE V	SYSTÈMES D'ÉQUATIONS DU MODÈLE « LES »	158
BIBLIOGRAPHIE.....		160

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Échelle subjective du confort thermique.....23
Tableau 2.2	Niveau acceptable des différents contaminants dans un local30
Tableau 3.2	Les variables dépendantes des équations de base37
Tableau 3.2	Étalonnage des thermocouples.....47
Tableau 4.1	Les conditions aux limites pour le cas de chauffage par convection naturelle..... 52
Tableau 4.2	Écarts de températures et des indices de confort pour le cas de chauffage par convection naturelle.....61
Tableau 4.3	Positions et dimensions des grilles de soufflage et d'extraction pour le cas de ventilation par le plancher.....63
Tableau 4.4	Conditions aux limites pour le cas de ventilation par le plancher..... 64
Tableau 4.5	Mesures supplémentaires des vitesses et des températures pour le cas de ventilation par le plancher.....68
Tableau 4.6	Pourcentages d'écarts des PMV et PPD pour le cas de ventilation par le plancher.....73
Tableau 4.7	Écarts moyens des PMV et PPD pour le cas de ventilation par le plancher.....73
Tableau 5.1	Dimensions des ouvertures et conditions expérimentales pour le cas de ventilation par le plancher (3D).....77
Tableau 5.2	Mesures supplémentaires des vitesses et des températures pour le cas 3D ventilation.....84
Tableau 5.3	Indices de confort thermique moyens et globaux.....87
Tableau 5.4	Dimensions et conditions aux limites.....89
Tableau 5.5	Mesures de la température globe noir pour le cas de climatisation89
Tableau 5.6	Calcul des indices de confort moyens et globaux pour le cas

	de climatisation.....	99
Tableau 6.1	Dimensions et positions des composantes de la pièce	102
Tableau 6.2	Propriétés thermo-physiques du SF6	103
Tableau 6.3	Conditions aux frontières pour le cas de la qualité de l'air.....	104
Tableau 6.4	Éfficacité des systèmes de ventilation pour les deux scénarios étudiés...	119
Tableau 7.1	Dimensions du bâtiment et positions des grilles.....	123
Tableau 7.2	Les conditions aux limites pour le cas multizone	124
Tableau 7.3	Coordonnées des points de calcul.....	126
Tableau 7.4	Éfficacité du système de ventilation pour le cas multizone	141

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Consommation énergétique dans le secteur commercial et institutionnel...7
Figure 1.2	Représentation d'une modélisation monozone.....9
Figure 1.3	Représentation d'un bâtiment multizone.....121
Figure 1.4	Représentation d'un bâtiment zonal12
Figure 1.5	Représentation d'un maillage d'une simulation NS dans une zone15
Figure 2.1	L'indice PPD en fonction du PMV25
Figure 2.2	Pourcentage des personnes satisfaites et insatisfaites de la ventilation pour différentes concentrations de dioxyde de carbone..... 29
Figure 2.3	Ventilation à effet piston.....33
Figure 2.4	Ventilation à circuit court35
Figure 3.1	Schéma de la pièce modèle44
Figure 4.1	Schéma de la pièce modèle pour le cas de chauffage par convection naturelle.....51
Figure 4.2	Dimensions de la coupe 2D pour le cas de chauffage par convection.....52
Figure 4.3	Maillage pour le cas de chauffage par convection naturelle.....53
Figure 4.4	a) vecteurs vitesses, b) lignes de courant.....55
Figure 4.5	Variation horizontale de la vitesse pour le cas 2 ($z=1,7$ m).....56
Figure 4.6	Variation de la température dans la direction x dans différentes hauteurs de la pièce modèle (cas 2).....58
Figure 4.7	Variation des indices de confort thermique pour quatre positions horizontales (cas 2).....60
Figure 4.8	Variation des indices de confort thermique pour quatre positions horizontales (cas 1).....60
Figure 4.9	Schéma de la pièce modèle pour le cas de ventilation par le plancher.....63

Figure 4.10	Maillage pour le cas de ventilation par le plancher.....	65
Figure 4.11	Dépendance au maillage pour le cas de ventilation par le plancher.....	65
Figure 4.12	Comparaison des vecteurs vitesses et lignes de courant pour le cas de ventilation par le plancher.....	67
Figure 4.13	Vitesse de l'écoulement dans la pièce modèle à deux positions verticale.....	69
Figure 4.14	Variation de température dans la direction x pour le cas de la ventilation par plancher.....	70
Figure 4.15	Variation des indices PMV et PPD pour le cas 2.....	72
Figure 5.1	Schéma représentatif du cas de chauffage et ventilation par le plancher (3D)	76
Figure 5.2	Maillage pour le cas de chauffage et ventilation par le plancher.....	78
Figure 5.3	Vecteurs vitesses du modèle Euler.....	81
Figure 5.4	Distribution de la vitesse d'écoulement en fonction de la hauteur (y =1,83m).....	83
Figure 5.5	Distribution de la température en fonction de la hauteur (y =1,83 m).....	85
Figure 5.6	Indice PMV en fonction de la hauteur (y=1,83 m).....	86
Figure 5.7	Indice PPD en fonction de la hauteur (y=1,83 m).....	88
Figure 5.8	Schéma représentatif de la pièce modèle pour le cas de climatisation.....	90
Figure 5.9	Disposition des tiges dans la pièce modèle.....	91
Figure 5.10	Maillage utilisé pour le cas de climatisation.....	92
Figure 5.11	Vecteurs de vitesses dans la pièce modèle pour le cas Euler.....	93
Figure 5.12	Distribution des vitesses d'écoulement pour le cas de climatisation	95
Figure 5.13	Distribution des températures pour le cas de climatisation	97
Figure 5.14	Distribution de l'indice de confort PMV pour le cas de climatisation	98
Figure 5.15	Distribution de l'indice de confort PPD pour le cas de climatisation	101
Figure 6.1	Configuration de la pièce et des systèmes de ventilation	107

Figure 6.2	Vitesse en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange	110
Figure 6.3	Rapport de température en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange ($T_s=18,5\text{ }^\circ\text{C}$; $T_e=24,16\text{ }^\circ\text{C}$; $H=2,26\text{ m}$).....	112
Figure 6.4	Rapport de concentration du SF ₆ en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange ($c_s=0,16\text{ mg/m}^3$; $c_e=5,16\text{ mg/m}^3$).....	114
Figure 6.5	Vitesse en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement ...	116
Figure 6.6	Rapport de température en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement ($T_s=15,88\text{ }^\circ\text{C}$; $T_e=24,8\text{ }^\circ\text{C}$; $H=2,26\text{ m}$).....	118
Figure 6.7	Rapport de concentration du SF ₆ en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement ($c_s=0,16\text{ mg/m}^3$; $c_e=6,16\text{ mg/m}^3$; $H=2,26\text{ m}$).....	122
Figure 7.1	Schéma représentatif du bâtiment multizone	125
Figure 7.2	Maillage utilisé pour le cas multizone	127
Figure 7.3	Profils 3D des vecteurs vitesses et des températures	128
Figure 7.4	Champ de vitesses sur le plan xz et yz.....	130
Figure 7.5	Distribution de la vitesse d'écoulement dans le bâtiment multizone	132
Figure 7.6	Distribution de la température dans le bâtiment multizone	133
Figure 7.7	Champ de températures sur le plan xz et yz	134
Figure 7.8	Disposition des températures minimales et maximales dans le bâtiment multizone	136
Figure 7.9	Distribution de la concentration du SF ₆ dans le bâtiment multizone	137
Figure 7.10	Champ de concentrations sur le plan xz et yz.....	138
Figure 7.11	Disposition des concentrations minimales et maximales dans le bâtiment multizone.....	138
Figure 7.12	Degré d'efficacité locale de ventilation dans le bâtiment multizone ($c_e(\text{Euler})=5,68\times 10^{-4}\text{ mol/m}^3$, $c_e(\text{NS})=1,5\times 10^{-3}\text{ mol/m}^3$).....	140
Figure I.1	Pourcentage de personnes insatisfaites.....	146
Figure II.1	Construction de la pièce modèle.....	148

Figure II.2 Tuyaux d'alimentation et système de contrôle des Panneaux Radiants.....149

Figure II.3 Emplacements de thermocouples sur les trois panneaux radiants150

Figure II.4 Emplacement des thermocouples dans la pièce modèle150

Figure II.5 Connexion des thermocouples vers l'ordinateur151

Figure II.6 Interface du logiciel LabView151

Figure II.7 Anémomètre à fil chaud.....152

Figure II.8 Emplacement du thermomètre globe noir dans la pièce modèle152

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
COV	Composés Organiques Volatils
CVCA	Chauffage, Ventilation et Conditionnement d'Air
ES	Energy Simulation
FDS	Fire Dynamics Simulator
IRC	Institut de recherche en construction
INSA	Institut National des Sciences Appliquées
ISO	Organisation internationale de normalisation
LBNL	Lawrence Berkeley National Laboratory
LES	Large Eddy Simulation
NIST	National Institute of Standards and Technology
NS	Navier-Stokes
SRG	Simulation Research Group
UITP	Union internationale des transports publics

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

C	Concentration (mol/m^3)
C_e	Concentration à l'entrée (mol/m^3)
C_s	Concentration à la sortie (mol/m^3)
C_p	Concentration au point P (mol/m^3)
C_p	Capacité thermique de l'air (J/kg.K)
CLO	Unité de résistance thermique des vêtements ($1 \text{ CLO} = 0,1555 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/ W}$)
D	Coefficient de diffusion (m^2/s)
G	Accélération gravitationnelle (m/s^2)
HL1	Perte de chaleur à travers la peau (W/m^2)
HL2	Perte de chaleur par évaporation (sueur) (W/m^2)
HL3	Perte de chaleur par respiration (chaleur latente) (W/m^2)
HL4	Perte de chaleur par conduction (W/m^2)
HL5	Perte de chaleur par rayonnement (W/m^2)
HL6	Perte de chaleur par convection (W/m^2)
ICL	Isolation thermique des vêtements ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)
K	Conductivité thermique (W/m.K)
M	Taux métabolique (W/m^2)
MW	Chaleur interne produite par le corps humain (W/m^2)
MET	Unité de l'énergie métabolique ($1 \text{ MET} = 58 \text{ W/m}^2$)
\dot{N}	Terme source dans l'équation de concentration ($\text{mol/m}^3 \cdot \text{s}$)
P, PA	Pression (N/m^2)
PMV	Vote moyen prévisible
PPD	Pourcentage de personne non satisfaite
Q	Source de chaleur (W)
t	Temps (s)
T, TA	Température (K)
T_a	Température sèche de l'air (K)
T_g	Température globe noir (K)

T_h	Température humide (K)
T_r	Température radiante (K)
T_{ref}	Température de référence (K)
TCL	Température à la surface des vêtements (K)
TRA	Température radiante moyenne (K)
u	Vitesse d'écoulement dans la direction de x (m/s)
v	Vitesse d'écoulement dans la direction de y (m/s)
V_a	Module de la vitesse (m/s)
w	Vitesse d'écoulement dans la direction de z (m/s)
x, y, z	Coordonnées spatiales
XN	Terme d'itération

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique (m^2/s)
β	Coefficient d'expansion volumique (1/K)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
μ	Viscosité dynamique (kg/m.s)
μ_{eff}	Viscosité dynamique effective (kg/m.s)
μ_t	Viscosité dynamique turbulente (kg/m.s)
Γ	Terme de diffusion
ϕ	Variables dépendantes
ε	Efficacité du système de ventilation

INTRODUCTION

L'enveloppe des bâtiments est conçue pour jouer un rôle de barrière thermique permettant de recréer un microclimat intérieur indépendant des fluctuations météorologiques extérieures. La forme, l'orientation, l'agencement et la composition des éléments constitutifs de l'enveloppe déterminent les caractéristiques de cette barrière. Puisque les ambiances intérieures ne répondent pas toujours aux exigences de confort des occupants, l'environnement intérieur du bâtiment est régulé par des appareils de chauffage, de ventilation et de climatisation. En général, le contrôle du confort thermique dans un bâtiment se limite au maintien d'une température de consigne minimale à respecter pendant la période de chauffage et une température qu'il est recommandé de ne pas dépasser pendant la saison chaude. Dans tous les cas, les appareils de chauffage, ventilation et de climatisation (CVAC) ont un impact important sur le rendement énergétique d'un immeuble, car ils consomment de l'énergie et entraînent de ce fait des coûts de fonctionnement qui peuvent être très élevés. De plus, on estime que l'énergie consommée dans les immeubles contribue à 12 % des émissions de gaz à effet de serre au Canada (Industrie Canada: La construction, 2002).

Les modèles décrivant le comportement thermique des bâtiments permettent de mieux comprendre et concevoir l'enveloppe en vue d'obtenir une consommation énergétique moindre tout en respectant les normes minimales de confort thermique. Ces modèles permettent également de prédire la réponse du bâtiment aux conditions de design afin de dimensionner les installations et d'aider à mettre au point de nouveaux systèmes (composants) ou stratégies de contrôle (chauffage intermittent, commande optimale, etc.).

Le souci de rationaliser le recours à des énergies coûteuses et de concevoir des bâtiments plus confortables a amené les différents acteurs du processus de conception des bâtiments à mieux connaître et maîtriser le comportement des bâtiments. C'est l'objectif des méthodes de simulation énergétique des bâtiments. Cependant, plusieurs difficultés sont rencontrées lors de leur utilisation.

Les modèles traditionnels de simulation énergétique des bâtiments (ES) mettent l'accent sur les caractéristiques globales des sous-systèmes qui forment le bâtiment. Ils permettent, entre autres, de répondre à des besoins de dimensionnement de l'enveloppe ou d'estimer le coût d'exploitation d'un système de chauffage ou de climatisation (Godfried, 2002; Simeng et Grégor.P, 2004). Ces modèles adoptent une approche macroscopique où chaque pièce (ou zone) du bâtiment est caractérisée par une seule température. Par conséquent, les modèles ES ne tiennent pas compte des écoulements convectifs, et des zones de stratification thermique.

De plus, ces modèles sont limités dans leur analyse du confort thermique et de la qualité de l'air intérieur. Or ces éléments peuvent influencer de façon significative la consommation énergétique et l'environnement intérieur. L'utilisation de ces modèles peut conduire à une estimation imprécise des charges thermiques au sein d'un bâtiment et nous oblige souvent à avoir recours aux systèmes d'appoint.

Pour leur part, les modèles Navier-Stokes (NS) permettent de résoudre les équations de Navier-Stokes et d'énergie pour la prédiction des mouvements thermo-aéraulique à l'intérieur d'un local. En effet, la connaissance de la vitesse et de la direction des déplacements d'air dans un bâtiment est essentielle pour une analyse détaillée des mécanismes de transfert de chaleur entre les différentes pièces d'un bâtiment et à l'intérieur même des pièces. Le calcul des charges de chauffage et de climatisation, l'évaluation du confort thermique, la dispersion de contaminants et de l'humidité de même que l'évacuation de la fumée en cas d'incendie, ne peuvent se faire de façon rigoureuse sans une évaluation préalable des taux de déplacement d'air d'une pièce à l'autre et à travers l'enveloppe (F.Ladeine et M.Nearron, 1997).

Cependant, l'utilisation des modèles NS se limite souvent à l'étude d'une seule pièce soumise à des conditions aux frontières indépendantes du temps. En effet, la résolution des systèmes d'équations s'avère être, encore aujourd'hui, très coûteuse à la fois en temps et en ressources de calcul.

Les modèles zonaux à régime de pression sont des modèles intermédiaires entre les modèles NS et les modèles ES. Ils reposent sur la résolution d'un champ de pression qui varie de façon hydrostatique et l'application des bilans massique et énergétique sur des macro-volumes à l'intérieur de chaque pièce. Ce type de modèle permet d'estimer rapidement les écoulements au sein d'un local. En pratique, ces modèles sont difficiles à appliquer car ils exigent l'utilisation de cellules « spéciales » (Wurtz et al., 2001) qui sont fonction des propriétés de l'écoulement. De plus, les modèles zonaux à régime de pression sont basés sur plusieurs coefficients empiriques dont le sens physique est difficile à déterminer.

Tel que mentionné précédemment, le niveau de précision des modèles ES est insuffisant pour une étude sur l'environnement intérieur des bâtiments. Pour leur part, les modèles zonaux sont difficiles à utiliser sans une connaissance préalable des écoulements à modéliser et les modèles Navier-Stokes exigent des ressources informatiques considérables et des temps de calcul importants, ce qui limite leurs utilisations.

Pour répondre à ces difficultés, le projet de recherche proposé vise le développement, l'application et la validation d'un modèle de simulation thermo-aéraulique des bâtiments basés sur l'hypothèse que la viscosité de l'air peut être négligée dans le contexte de la simulation thermo-aéraulique des bâtiments. Pour atteindre cet objectif, la présente étude comporte un volet numérique et un volet expérimental.

Le volet numérique consiste à modifier les équations régissant la dynamique des fluides visqueux (équations de Navier-Stokes) afin d'obtenir un modèle non visqueux appelé dans cette thèse : « modèle Euler ». Le but principal de ce projet de recherche est de vérifier si l'utilisation des équations régissant la dynamique des fluides non visqueux (équations d'Euler) est suffisante pour décrire le comportement thermo-aéraulique d'un bâtiment multizone. De façon plus spécifique, les objectifs du volet numérique sont :

1. Comparer et analyser les prédictions de l'approche Navier-Stokes et Euler (température et vitesse d'écoulement) pour différents scénarios de chauffage, de ventilation et de climatisation;
2. Appliquer le modèle Euler pour l'étude du confort thermique au sein d'une pièce;
3. Comparer les indices de confort thermique PMV et PPD avec le modèle Navier-Stokes;
4. Vérifier la validité du modèle Euler pour la prédiction de la qualité de l'air intérieur. Il s'agira de déterminer les performances de deux stratégies de ventilation en termes d'extraction et de dilution d'un polluant gazeux.

Les objectifs du volet expérimental de ce projet consistent à :

1. Déterminer à l'aide de thermocouples, la distribution de température dans une pièce modèle pour des scénarios de chauffage convectif, de ventilation et de climatisation;
2. Évaluer les indices de confort thermique en mesurant la température globe noir et les vitesses d'écoulements d'air;
3. Comparer le champ de température et de vitesse mesurés expérimentalement aux prédictions des approches Navier-Stokes et Euler.

Cette étude comporte sept chapitres où chacun d'eux correspond à une idée directrice importante. Ces chapitres comprennent respectivement les parties suivantes:

Dans le premier chapitre, une revue bibliographique détaillée est présentée afin de situer le présent projet de recherche par rapport aux autres recherches effectuées par différents chercheurs dans le même domaine. La problématique est clairement formulée en énumérant les différents types de modélisation au sein des bâtiments, leurs avantages et inconvénients, ainsi que leur évolution dans le temps.

Le deuxième chapitre met l'accent sur deux composantes importantes de l'environnement intérieur des bâtiments: le confort thermique et la qualité de l'air. Des définitions détaillées et des recherches effectuées montrant l'importance de ces deux concepts, ainsi que les

réglementations basées sur les normes ASHRAE 55 pour le confort thermique et ASHRAE 62 pour la qualité de l'air sont présentées.

Le troisième chapitre comporte, en premier lieu, la méthodologie numérique suivie, ainsi que l'outil informatique utilisé. En deuxième lieu, un protocole expérimental mettant en perspective une description détaillée de la pièce modèle et des différents appareils de mesure utilisés y est présenté.

Les résultats issus de cette étude sont présentés dans quatre chapitres distincts. Les chapitres 4 et 5 présentent une comparaison entre les résultats numériques, obtenus par les modèles Euler et Navier Stokes, et les résultats expérimentaux pour différents scénarios de chauffage, de ventilation et de climatisation. Des profils de vitesses d'écoulement, de températures et d'indices de confort thermique sont calculés.

Le chapitre 6 comporte une analyse numérique de la dispersion et l'élimination d'un contaminant gazeux par un système de ventilation par déplacement et un système de ventilation par mélange. Une comparaison entre le modèle Euler et un modèle basé sur la simulation des grandes échelles (LES) est effectuée.

Le chapitre 7 présente un aperçu du potentiel d'application du modèle Euler pour la simulation des mouvements thermo-aérauliques et de la qualité de l'air intérieur dans un bâtiment multizones.

Finalement, une conclusion générale est présentée à la fin de cette thèse. Cette conclusion présente un bilan complet des différents résultats obtenus et fait également le lien entre le problème énoncé et la solution qui lui ait associée. Des recommandations et des suggestions de travaux futurs sont présentées afin de donner des pistes et des perspectives de recherche qui pourront être entreprises par d'autres chercheurs.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Comportement thermique d'un bâtiment

Un bâtiment qu'il soit à usage d'habitation ou tertiaire, constitue un environnement complexe, de par sa géométrie et ses sollicitations nombreuses et fluctuantes dans le temps, et de par la nature multiple des transferts de masse et de chaleur dont il est le siège. La conception énergétique d'un bâtiment est reliée à la conception architecturale de ce dernier. En effet, nous connaissons tous les moyens de chauffer ou de refroidir un bâtiment, toutefois la diversité des transferts thermiques et leurs interactions souvent complexes, nous empêchent de bien comprendre des phénomènes associés à des actions aussi banales que l'ouverture d'une fenêtre ou la mise en marche d'un appareil thermique. Ces phénomènes physiques, agissent simultanément sur la consommation énergétique, dont l'évaluation de cette dernière, son optimisation et sa gestion, est d'une grande importance au sein des bâtiments.

1.2 La consommation énergétique des bâtiments

Il existe au Canada environ 430 000 bâtiments commerciaux et institutionnels et des milliers sont construits chaque année. Le climat extrême du Canada qui se caractérise par des hivers froids et longs et des étés chauds et courts, incite les gens à passer la plupart de leurs temps à l'intérieur, soit à la maison soit au travail. Selon l'Institut de recherche en construction du conseil national de recherche du Canada (IRC-CNRC), 90% des canadiens passent leurs temps à l'intérieur des bâtiments (IRC-CNRC, 2010) où sept employés sur dix travaillent dans des immeubles à bureaux.

Les systèmes de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air (CVCA) ont pour rôle de créer un milieu ambiant sain, confortable et sécuritaire, afin d'assurer le bien être des occupants.

Selon le laboratoire de recherche en diversification énergétique, la consommation énergétique dans le secteur des bâtiments représente environ 13% de l'énergie secondaire consommée au Canada. Les systèmes CVAC sont en majeure partie responsable de cette consommation (Ressources naturelles Canada, 2002). La figure suivante, représente la répartition énergétique pour le secteur commercial et institutionnel au Canada. En 2005, les bureaux représentaient 35 p. 100 de la demande énergétique de ce secteur, par rapport à 47 p. 100 pour le commerce de détail, les services d'éducation, les soins de santé, l'aide sociale, l'hébergement et la restauration.

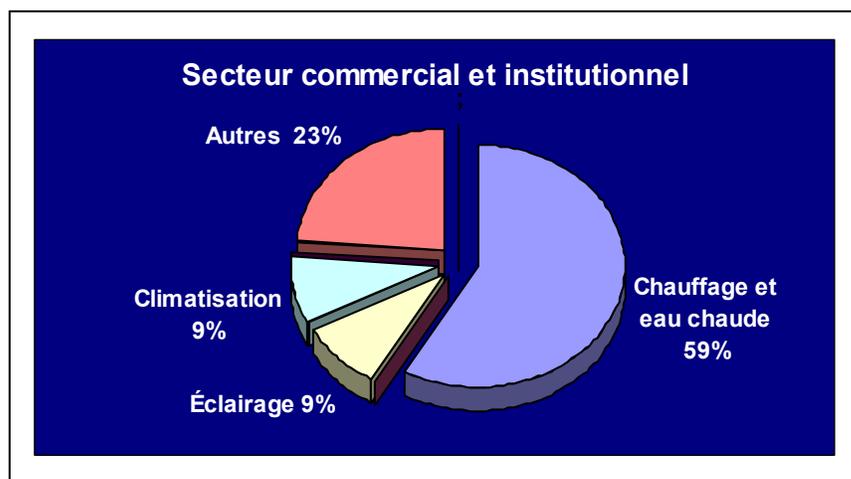


Figure 1.1 Consommation énergétique dans le secteur commercial et institutionnel.

(Ressources naturelles Canada, 2007-2008)

Une moyenne pondérée de la consommation énergétique pour l'ensemble de ce secteur nous indique que le chauffage représente près de 59% de la consommation d'énergie des bâtiments au Québec et 9% de la consommation est attribuable à la climatisation. Mais, la mauvaise compréhension du comportement de l'enveloppe du bâtiment vis à vis les conditions ambiantes intérieures et les conditions climatiques extérieures auxquelles elle est soumise, peut engendrer une perte considérable de l'énergie consommée. Une enquête américaine (The Ove Arup Partnership, 1980) a montré que pour des bâtiments dont l'âge excède 10 ans, 30 à 40% de cette énergie est perdue par rapport aux bâtiments récents.

1.3 L'évolution des méthodes de simulation d'un bâtiment

Depuis quelques décennies, plusieurs outils de simulation ont été développés permettant le calcul des charges de chauffage et de climatisation. Ces outils reposent sur la modélisation du comportement thermique des bâtiments. En effet, la réalisation des mesures expérimentales sur des modèles réduits d'un bâtiment n'est pas viable économiquement, étant donné la complexité de la structure et la difficulté de reproduire fidèlement les conditions qui prévalent à l'intérieur d'un bâtiment réel.

L'expérimentation à l'échelle d'un bâtiment est complexe, et par conséquent très coûteuse. Ceci est lié, d'une part, à la taille et à la complexité géométrique de l'enveloppe et, d'autre part, à de nombreux facteurs aléatoires, tels que les conditions climatiques et le comportement des occupants. L'évaluation du comportement thermique d'un bâtiment, dans ce cas, est laborieuse du fait du caractère souvent transitoire du problème étudié.

En fait, un bâtiment peut-être considéré comme un système composé de plusieurs sous-systèmes qui interagissent entre eux. Un échange d'énergie constant se produit entre les différentes composantes d'un bâtiment tel que les pièces, les murs, fenêtres, plancher, etc. Par conséquent, une modélisation adéquate d'un bâtiment n'est pas une tâche facile pour ceux qui veulent en préserver l'intégrité spatiale et temporelle. Au cours de ces dernières décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aéraulique a été développé.

1.3.1 Les modèles monozones

La première génération d'environnement de simulation qui a permis de représenter adéquatement l'enveloppe du bâtiment et les déperditions énergétiques engendrées sur de longues périodes de temps sont les modèles monozones. Ce sont des modèles très simples; ils considèrent que tout le bâtiment possède des caractéristiques uniformes (une maille) (Fig.1.2)(Brau et al., 1983). Ces modèles sont simples à utiliser et nécessitent uniquement des

données générales concernant l'enveloppe du bâtiment (résistance thermique, capacité thermique, perméabilité, etc.). Les modèles monozone permettent d'accéder rapidement aux estimations des consommations énergétiques (Office of building technology, 1999).



Figure 1.2 Représentation d'une modélisation monozone.

(Woodconstruct, 2008)

Toutefois, la prise en compte des phénomènes aérauliques dans ce type de modèle se limite à un calcul forfaitaire du renouvellement d'air qui est relativement difficile à estimer (Hittle, 1979). De plus, ces modèles ne sont pas adaptés aux évaluations du confort thermique. Ils s'avèrent insuffisants si des écarts importants de température existent entre les différentes parties du bâtiment ou si une information plus locale est demandée telle que la température moyenne dans chaque pièce. Parmi les différents outils disponibles, ceux dont l'utilisation a été la plus répandue, à savoir les codes DOE-2 (Birdsall et al., 1990), développé par le SRG (*Simulation Research Group*) du Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL), BLAST (Hittle, 1979) développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) et le

code CODYBA développé par l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA) (Brau.J, 1987; Roux, 1984).

Dès leur apparition, ces différents codes de calcul ont permis des progrès importants en matière de réduction de la consommation énergétique. Néanmoins, ces outils ne permettaient pas une représentation détaillée des transferts de masse et de chaleur entre les différentes zones d'un bâtiment, d'où le développement d'outils multizones.

1.3.2 Les modèles multizones

Dans ce type de modélisation, le bâtiment est divisé en différentes zones où chaque zone thermique correspond à une pièce ou plusieurs pièces soumises à des conditions similaires (Kolbut et al., ; Roldan, 1985) (Fig.1.3). Cette modélisation permet de prendre en compte la répartition non uniforme des températures dans les différentes pièces d'un bâtiment (Woloszyn, 1999). Elle permet également de conjuguer la modélisation thermique avec les mouvements d'air entre les différentes zones du bâtiment. Ces outils de calcul cités, faisant partie de cette deuxième génération de simulation, traitent un bâtiment comme étant un ensemble de zones parfaitement et instantanément mélangées. Ils caractérisent alors les transferts entre l'extérieur et l'intérieur du bâtiment, ainsi qu'entre les différentes zones qui le composent. Deux familles d'outils multizones se sont dégagées. La première avait pour objectifs l'étude de la qualité de l'air au sein des bâtiments et l'aide à la conception des systèmes de ventilation; d'où le développement de plusieurs outils de simulation tels que COMIS (Feustel et Rayner-Hooson, 1990) ou CONTAM (Walton, 1997) dont le but est de prédire les écoulements et le transport d'espèces polluantes entre les zones des bâtiments.

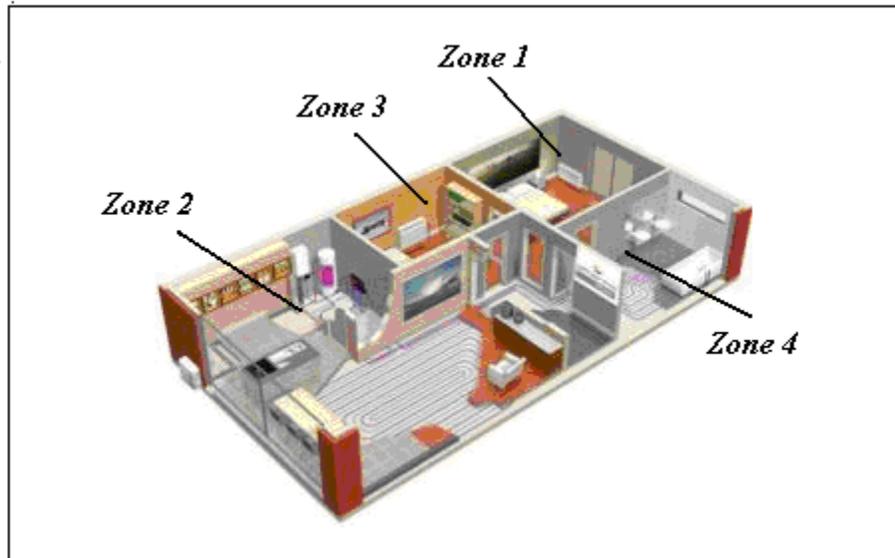


Figure 1.3 Représentation d'un bâtiment multizone.

(Incoma, 2008)

La deuxième famille a pour objectif d'affiner la prédiction des transferts de chaleur. TRNSYS qui permet la modélisation en régime transitoire des systèmes CVCA est considéré comme un outil phare qui a occupé et qui occupe encore une place importante dans le monde de la simulation thermique du bâtiment (Klein, J.A.Duffie et W.A.Beckman, 1976). Cependant, ces outils trouvent leurs limites dès qu'il s'agit de couplage entre les phénomènes de transfert de chaleur et de masse. De plus, ils ne permettent pas d'appréhender les détails de l'écoulement et du champ de température au sein même des zones. Or, la connaissance de ces détails est nécessaire pour améliorer le confort des occupants et la qualité de l'air tout en réduisant la consommation énergétique.

C'est pour cette raison, qu'une troisième génération de modèle est apparue et a constitué une étape importante vers l'obtention d'outils de design fiable. Il s'agit de la méthode zonale souvent qualifiée de méthode intermédiaire (Inard, H.Bouia et P.Dalicienx, 1996; Wurtz, J.M.Nataf et F.W.Winkelman, 1999).

1.3.3 Les modèles zonaux

Ce type de modélisation se situe entre les modèles multizones et les codes de champs. Son concept est basé sur le partitionnement d'une pièce en plusieurs macro-volumes où chacun d'eux est caractérisé par un écoulement aéraulique et thermique bien spécifique (Fig.1.4). Lebrun (Lebrun, 1970) fut l'un des premiers à développer ce type de modèle. Inard (Inard, Bouia et Dalicieux, 1996) a étendu son utilisation pour l'étude du couplage thermique entre une pièce et un émetteur de chaleur. La pièce est typiquement divisée en quelques macro-volumes entre lesquels des débits massiques d'air sont calculés. L'établissement des bilans massiques et thermiques entre les différents volumes permet de déterminer la distribution du champ de température et de vitesse d'écoulement d'air. Ce même principe de modélisation a fait l'objet d'une étude faite par Wurtz, Nataf et Winkelmann (Wurtz, Nataf et Winkelmann, 1999); qui est basée sur l'établissement des bilans énergétiques et massiques entre les macro-volumes.

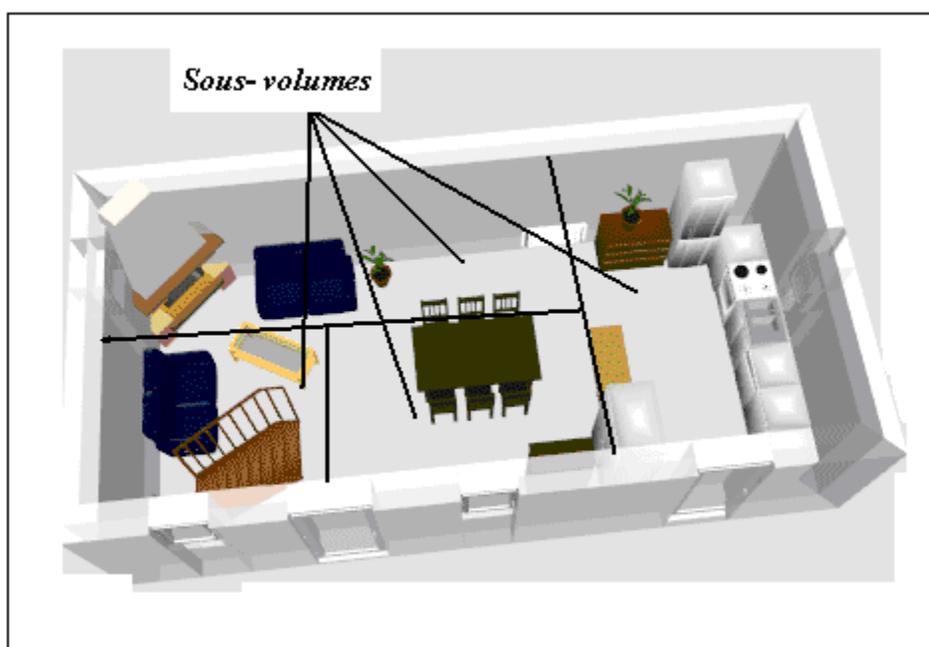


Figure 1.4 Représentation d'un bâtiment zonal.

(Trichard, 2008)

Une autre méthode de modélisation intermédiaire qui ne nécessite plus la connaissance préalable de l'écoulement dans un local, est basée sur la résolution du champ de pression au sein de la pièce qui supporte la prédiction de l'écoulement. Cette approche a été initiée par Grelat (Grelat, 1987) et consiste à diviser la pièce en macro-volumes, dans lesquelles les températures et les concentrations sont supposées homogènes alors que la pression varie de façon hydrostatique. Les bilans massiques et énergétiques sont appliqués à chaque cellule et l'air est traité comme un gaz parfait.

La majorité des études entreprises actuellement et qui utilisent la méthode zonale, Haghghat (Haghghat, Y.Li et A.Megri, 2001) , Wurtz (Wurtz et al., 2001; Wurtz, J.M.Nataf et F.W.Winkelman, 1999; Wurtz, M.Musy et F.Allard, 2000) et Musy (Musy et al., 2001) repose sur la détermination des débits massiques entre deux zones adjacentes dépendants du calcul de la pression. Ces méthodologies proposées font appel à des équations empiriques dont on ignore, parfois, la nature des coefficients utilisés.

Les résultats obtenus par Inard (Inard, H.Bouia et P.Dalieux, 1996) et Wurtz (Wurtz, M.Musy et L.Mora, 1999) montrent que la modélisation zonale représente, un succès relatif au niveau de la représentation de la stratification thermique dans un local. Or, la détermination d'un tel phénomène est d'une grande importance pour l'évaluation du confort thermique et de la qualité de l'air intérieur.

D'après Mora (Mora, 2003), la méthode zonale est insuffisante pour appréhender correctement le transport de polluants et de représenter les panaches thermiques au sein d'un local dont la prédiction peut être très sensible aux détails de l'écoulement et qu'il est impératif de faire appel aux modèles basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes.

Cependant, Wurtz et al. (Wurtz, M.Musy et F.Allard, 2000) ont montré que la présence d'un émetteur de chaleur au sein d'un local peut être modélisé adéquatement par la méthode zonale sans avoir recours aux modèles Navier-Stokes. Ils ont pu montrer que la réduction du nombre de mailles, peut permettre dans certains cas, une représentation adéquate de la distribution de la température dans un local.

D'après Griffith et Chen (Griffith et Chen, 2004; Griffith et Chen, 2003), une modélisation zonale peut être réalisée en négligeant les termes de viscosité dans les équations de Navier-Stokes. Il est attendu que la résolution du système d'équations résultant, appelé équations d'Euler, permettra une représentation adéquate des hétérogénéités de vitesse et de température dans les enceintes de bâtiment tout en exigeant moins de ressources informatiques que les modèles Navier-Stokes.

Concernant le transport des polluants, une étude récente sur la prédiction de la distribution des polluants à l'intérieur d'un bâtiment multizones a été élaborée par Stewart et Zhengen (Stewart et Z.Ren, 2003). Ces chercheurs ont subdivisé une zone d'un bâtiment en plusieurs sous-zones et ils ont développés un nouveau programme appelé "COwZ" tiré du code COMIS, qui calcule bien la concentration des polluants dans chaque sous-zone. Ce qui conduit, par conséquent, au même principe que la modélisation zonale.

Le transfert d'humidité à travers l'enveloppe du bâtiment et sa distribution au sein d'un local peut être représenté par l'approche zonale. Cette modélisation permet de prédire simultanément la distribution de la température et de l'humidité, ce qui n'est pas possible de faire avec des modèles monozones (Woloszyn, 1999).

En conclusion, les modèles zonaux demeurent un bon compromis entre les modèles de simulation énergétique (ES) et les modèles basés sur les équations de Navier-Stokes. Plusieurs études récentes ont été élaborées pour les simulations des mouvements thermo-aérauliques au sein des bâtiments. Citons l'étude entreprise par Guernouti (Guernouti, 2008) qui a pour but de développer une méthode d'analyse du comportement thermo-aéraulique des bâtiments pour la construction de modèles zonaux adaptatifs. D'autres chercheurs tels que Megri (Megri et Haghghat, 2007), Boukhris (Boukhris, Gharbi et Ghrab-Morcos, 2008) et Czelusniak (Czelusniak, Mendonça et Abadie, 2009) avaient pour objectif de déterminer la validité des modèles zonaux pour la simulation des champs de vitesses et de températures ainsi que la modélisation de la qualité d'air intérieur.

À cause de certaines limites de cette modélisation zonale, des modèles basés sur la résolution des équations de conservation ont été développés (modèles NS). Ces codes ont connu un

essor considérable depuis les vingt dernières années. Ils ont la possibilité d'appliquer les principes de conservation de masse, de mouvement et d'énergie sur une échelle beaucoup plus petite (maillage fin) (Serra N. et Semiao, 2009). Il en résulte une description plus réaliste des mouvements d'air et du champ de température. Par contre, ils nécessitent une bonne compréhension des phénomènes étudiés ainsi qu'une bonne connaissance de l'outil numérique et une description très détaillée de la géométrie

1.3.4 Les modèles Navier-Stokes (NS)

Les modèles basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de conservation d'énergie permettent l'évaluation détaillée des mouvements thermo-aéraulique dans les locaux. Le volume étudié est découpé, en un grand nombre de mailles (des dizaines ou centaines de milliers) (Fig.1.5). Ceci permet de suivre en détail l'évolution des mouvements d'air et des températures dans un local. Ils permettent aussi la modélisation des phénomènes turbulents, communément rencontrés au sein des bâtiments.

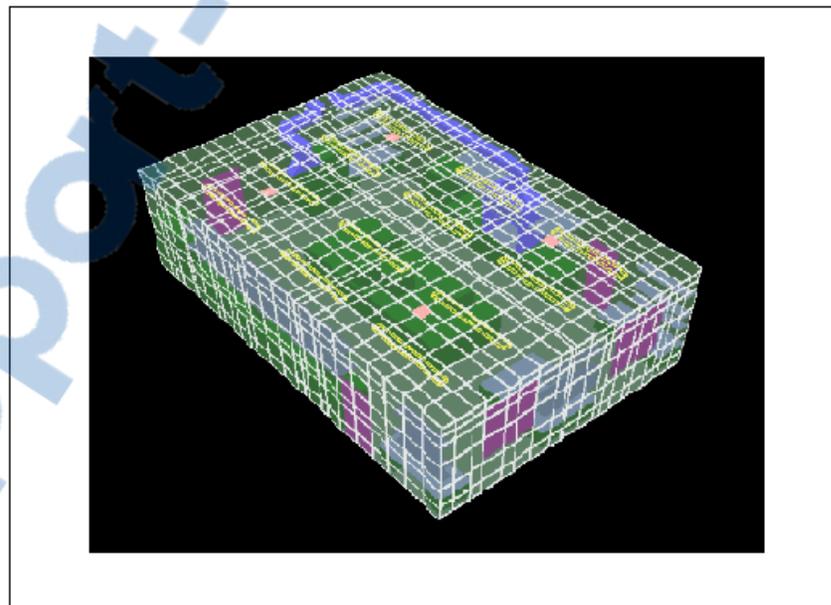


Figure 1.5 Représentation d'un maillage d'une simulation NS dans une zone.

(Flomerics, 2008)

Le développement d'algorithmes plus performants et l'augmentation de la puissance des ordinateurs ont fait de ces modèles basés sur les équations de Navier Stokes un outil incontournable dans de nombreux secteurs, notamment; l'aéronautique, la chimie pharmaceutique et la distribution d'énergie. Leurs utilisations relativement récentes dans le domaine du bâtiment ont fourni plusieurs détails concernant le comportement thermo-aérodynamique à l'intérieur des locaux, l'évaluation du confort thermique et la qualité de l'air.

L'étude entreprise par Guohui et Hazim (Guohui et B.A, 1994), montre que les modèles NS sont capables non seulement d'évaluer les conditions de confort thermique et de la qualité de l'air, mais aussi d'évaluer l'efficacité des systèmes de ventilation passifs (ouvertures, ventilation naturelle) et actifs (diffuseur de chaleur, ventilation mécanique).

Dans le même contexte, Hee-Jin et al. (Hee-Jin et H.Dale, 2001) ont utilisé deux types de modèles pour étudier l'effet de l'emplacement d'une source de chaleur à l'intérieur d'une pièce sur le mouvement convectif de l'air. Plusieurs hauteurs d'emplacements par rapport au plancher ont été étudiées. Ils ont montré que la présence d'une source de chaleur à une hauteur élevée a une conséquence notable sur la distribution de la température au sein du local. Notamment, l'apparition de gradients de température importants et des risques de stratification thermique.

Les modèles Navier-Stokes ont été largement utilisés pour la simulation du comportement de l'air dans un local (Emmerich et Grattan, 1998; Nielsen, 1998). D'après ces auteurs, la simulation d'un bâtiment dans son ensemble ou de plusieurs pièces nécessitent des ressources de calculs qui dépassent en pratique les capacités des machines les plus courantes, et exigent des temps de calculs très élevés. De plus, une simulation transitoire est hors de portée des ordinateurs courants, ce qui rend ce type de modélisation peu pratique pour des simulations énergétiques.

1.3.5 Couplage entre les modèles de simulation énergétique ES et les codes NS

Les inconvénients des méthodes de simulation énergétique (ES), citées précédemment, ont conduit les chercheurs à une tentative de couplage entre les modèles ES et les modèles NS. Ces deux modèles fournissent des informations complémentaires concernant l'enveloppe du bâtiment. Les programmes ES fournissent une analyse énergétique globale du bâtiment et des systèmes de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air utilisés. Ils sont en mesure d'évaluer les charges thermiques pour le chauffage ou le refroidissement, ainsi que la consommation énergétique sur une base horaire, journalière et annuelle.

Les modèles NS, d'autre part, permettent la prédiction de la qualité de l'air, la distribution de la vitesse d'écoulement, de la température, de l'humidité relative, de la concentration des contaminants et du confort thermique dont l'évaluation quantitative repose, entre autre, sur la détermination d'indices de confort PMV (Vote moyen prévisible) et PPD (Pourcentage de personnes non satisfaites). Ces indices sont déterminés par des équations empiriques fournies par le modèle de Fanger (Fanger, 1970). D'après Taffé (Taffé, 1997), ce modèle permet la détermination des conditions de confort nécessaires pour le bien être des occupants.

Les études entreprises par Zhai et al. (Zhai et al., 2002) ont montré que le couplage des deux modèles permet une meilleure description du comportement du bâtiment. Les modèles NS utilisent des données provenant des modèles ES (charge thermique et de refroidissement) et les modèles ES reçoivent la valeur du coefficient convectif des modèles NS pour une meilleure estimation du flux de chaleur par convection.

Les résultats obtenus montrent que le couplage de ces deux modèles peut améliorer d'au moins 10% la prédiction de la charge thermique dans les bâtiments (Zhai et al., 2002) par rapport aux modèles ES seuls. Ceci est du, entre autres, à une meilleure évaluation des coefficients convectifs. Par contre, cette méthode trouve certaines difficultés de liaison entre les deux approches, à cause de la différence de temps de calculs entre les modèles ES et les modèles NS. Cependant, une tentative de couplage entre ces modèles NS (CFD) et les autres

types de modélisation (monozone, multizone, zonal, empiriques et analytique) demeure d'actualité. Une étude récente entreprise par Chen (Chen, 2009) a démontré que ce type de couplage conduit à une meilleure évaluation de la performance des systèmes de ventilation au sein des bâtiments.

1.4 Différents types de simulation

D'après les études citées précédemment, il existe plusieurs possibilités pour modéliser un bâtiment suivant la nature de la variable d'état et le degré de précision que l'on désire obtenir.

1.4.1 La modélisation énergétique

Ce type de modélisation permet la description du comportement thermique du bâtiment, elle fournit la température régnant dans un local, d'où son importance en mécanique du bâtiment pour l'évaluation des performances énergétiques. C'est un critère majeur dans les études de consommation d'énergie.

Plusieurs outils informatiques ont été utilisés en modélisation énergétique, les plus répandus sont DOE (Winkelmann, B.E.Birdsall et B.W.F, 1993) ou BLAST (Blast Support Office, 1999), ou encore ENERGYPLUS qui est la fusion des deux logiciels précédents (Crawley, L.K.Lawrence et P.C.O, 1999), sans oublier le code TRNSYS (Welfonder, 2003), qui est considéré comme un environnement ouvert de simulation des bâtiments et des systèmes.

1.4.2 La modélisation aéraulique

Elle consiste à décrire le mouvement d'air à l'intérieur d'un bâtiment. Elle est indispensable pour analyser le couplage de deux pièces à travers des grandes ouvertures. Plusieurs codes ont été développés, citons AIRNET (Walton, 1989), COMIS (Feustel et Rayner-Hooson, 1990) et CONTAM (Building Energy Software Tools et 1999).

1.4.3 La modélisation thermo-aéraulique

C'est une approche qui modélise de façon plus réaliste l'enveloppe du bâtiment; car les débits d'air, qu'ils soient dus à l'infiltration ou aux mouvements d'air interzonaux, ont un impact important sur la consommation énergétique. Pour cette raison, plusieurs travaux ont été entrepris pour construire des codes thermo-aéraulique. Citons par exemple, le couplage de TRNSYS et COMIS (Dorer et A.Weber, 1999). Nous pouvons citer d'autres codes, tels que BILGA (Fauconnier, P.Guillemard et A.I.Grelat, 1987), DTFAM (Axley et R.Grot, 1989), BREEZE (Building Research Establishment, 1993), BUS (Tuomaala et Rahola, 1995), ESP-r (Esru, 1997), CODYRUN (Boyer et al., 1999.) et beaucoup d'autres.

Dans ce type de modélisation, les systèmes énergétiques et aérauliques sont soit résolus séparément et le couplage est assuré par une méthode itérative, soit le système est complètement couplé et la résolution des équations se fait simultanément. Nous pouvons citer certains codes tels que : CLIM2000 (Boudaud et al., 1993.), ALLAN (Boudaud et al., 1998) ou SPARK (Buhl et al., 1993).

1.4.4 La modélisation hygro-thermo-aéraulique

Ce type de modélisation est très peu utilisé en simulation énergétique des bâtiments à cause de la complexité des phénomènes physiques agissants sur l'enveloppe du bâtiment.

La prise en compte du facteur d'humidité est importante pour une meilleure évaluation de la consommation énergétique. Une modélisation hygro-thermo-aéraulique d'un bâtiment multizones a été proposée par Woloszyn (Woloszyn, 1999) qui a représenté l'humidité d'une manière réaliste, en prenant en considération plusieurs paramètres importants :

1. Les échanges d'air humide avec les zones périphériques et l'extérieur;
2. L'influence du système de chauffage et de climatisation;
3. Les échanges de vapeur avec les matériaux hygroscopiques à l'intérieur d'une pièce;
4. La diffusion de la vapeur dans l'air et les apports d'humidité par présence humaine ou animale et des plantes.

Woloszyn s'est basée sur des équations de base de transferts de chaleur et de masse (loi de Fourier et loi de Fick, respectivement), des équations d'état et des lois de la thermodynamique. Cependant, elle a adopté des hypothèses simplificatrices. L'écoulement est considéré unidirectionnel et plusieurs équations empiriques sont introduites, ce qui montre la complexité de ce type de modélisation.

CHAPITRE 2

LE CONFORT THERMIQUE ET LA QUALITÉ DE L'AIR

2.1 Le confort thermique

2.1.1 Introduction

La sensation de confort est une notion difficile à quantifier. Elle dépend d'un grand nombre de critères ayant pour but la réalisation d'un équilibre thermique adéquat entre le corps humain et son environnement. La température, la vitesse de l'air, l'humidité relative et la température radiante moyenne sont les principaux paramètres physiques qui régissent la sensation de confort thermique.

Compte tenu de l'importance de ces paramètres physiques dans l'intensité des échanges thermiques, plusieurs recherches (Benzinger, 1978; Fanger, 1970) ont mis l'accent sur une meilleure compréhension du confort thermique. Fanger a développé un modèle permettant d'évaluer le confort thermique qui est considéré comme l'un des modèles le plus représentatif sur le plan quantitatif et qualitatif. Ce modèle prend en compte de deux facteurs pour qu'une personne soit en situation de confort thermique :

1. Le bilan thermique entre l'occupant et son environnement;
2. L'évaporation sudorale.

La méthode de Fanger, reprise dans la norme ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005) et décrite par la norme ASHRAE 55 (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004), analyse les conditions de confort thermique et introduit deux des indices analytiques d'astreinte thermique, le « vote moyen prévisible » (PMV) et le « pourcentage de personne non satisfaite » (PPD). D'autres études subséquentes à celle de Fanger, ont permis l'évaluation du confort et son influence directe sur la consommation énergétique et sur la productivité en milieu de travail (Inard, A.Meslem et P.Depecker, 1998; Taffé, 1997).

Une panoplie de recherches récentes a mis l'accent sur l'importance de l'évaluation du confort thermique dans les enceintes des bâtiments. Citons, Ismail Budaiwi (Budaiwi, 2007), qui présente une approche par laquelle les problèmes de confort thermique, liés aux dysfonctionnements des systèmes CVCA, aux changements de caractéristiques opérationnelles et physiques du bâtiment et au comportement variable des occupants, peuvent être évalués, identifiés et traités d'une manière systématique sans utiliser des ressources ou un temps énorme. Cette approche comporte trois phases importantes : la première est une vérification des conditions de confort qui règnent dans le bâtiment et du degré de non satisfaction des occupants. Une fois que ces conditions sont vérifiées, la deuxième phase a pour but de déterminer avec exactitude les causes de cet inconfort, pour que la troisième phase se charge de trouver des solutions rapides et efficaces à ces problèmes d'inconfort thermique.

D'autres recherches effectuées en parallèles, permettent l'évaluation dynamique du confort thermique par le biais d'indices de confort instantanés (Hanqing et al., 2006). Ces recherches montrent l'influence du confort thermique sur le rendement énergétique (Kumar et A.Mahdavi, 2001), la diminution des charges thermiques dans les bâtiments (Henze et al., 2007) et l'augmentation du rendement scolaire des étudiants travaillant dans des conditions de confort optimales (Corgnati, M.Filippi et S.Viazzo, 2007; Hwang, T.P.Lin et N.J.Kuo, 2006).

La plupart de ces études sont basées sur le calcul des indices de confort thermique PMV et PPD, et mettent en évidence leurs importances dans la perception d'un environnement thermique intérieur confortable. Une étude récente menée par Cheong et al. (Cheong et al., 2007), met en perspective d'autres indices de confort tel que la sensation thermique locale (LST), le confort thermique local (LTC) et la sensation thermique globale (OST) qu'il est recommandé d'utiliser, par exemple, dans le cas d'une ventilation par déplacement. Ces indices sont calculés et mesurés dans chaque région du corps humain : le pied, le bras, la main et le dos. Ce groupe de recherche mentionne que dans le cas d'une ventilation par

déplacement où l'environnement n'est généralement pas uniforme, il est plus précis de calculer les indices LTS, LTC et OTS. Cependant, les indices PMV et PPD peuvent être calculés localement dans le cas où les conditions de confort sont hétérogènes. La norme ASHRAE 55 recommande l'évaluation des indices PMV et PPD à des hauteurs qui correspondent respectivement aux pieds, genoux, hanches et tête de l'occupant.

2.1.2 La norme ASHRAE 55

2.1.2.1 Le confort thermique global

Le confort thermique se traduit par la détermination de deux indices PMV et PPD décrits par la norme ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005) et ASHRAE 55.

L'indice PMV prédit la valeur moyenne des votes d'un groupe important de personnes (plus de 1000) en se référant à une échelle subjective comportant 7 points de "très chaud" à "très froid":

Tableau 2.1 Échelle subjective du confort thermique
Tiré de ANSI/ASHRAE Standard 55 (2004)

+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
Très chaud	Chaud	Légèrement chaud	Ni chaud, ni froid	Légèrement froid	froid	Très froid

Cet indice est basé sur l'équation du bilan thermique (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004) et est déterminé en fonction du métabolisme, de l'isolement vestimentaire et des quatre paramètres climatiques (T_a , T_g , T_h , V_a). L'équation 2.1 donne l'expression du PMV en fonction du taux métabolique (M), de la chaleur interne produite par le corps humain (MW) et les différents modes de pertes de chaleur ($HL1$, $HL2$,....., Etc.). Ces paramètres sont expliqués en détails en annexe IV.

$$PMV = (0.303e^{-0.036*M} + 0.028) * (MW - HL1 - HL2 - HL3 - HL4 - HL5 - HL6) \quad (2.1)$$

Les pertes de chaleur s'expriment comme suit :

À travers la peau:

$$HL1 = 3.05 \times 0.001 \times (5733 - 6.99 \times MW - PA) \quad (2.2)$$

Par évaporation :

$$HL2 = 0.42 \times (MW - 58.15) \quad (2.3)$$

Par respiration (chaleur latente):

$$HL3 = 1.7 \times 0.00001 \times M \times (5867 - PA) \quad (2.4)$$

Par conduction (entre le corps humain et les habits qu'il porte):

$$HL4 = 0.0014 \times M \times (34 - TA) \quad (2.5)$$

Par rayonnement (entre le corps humain et les surfaces qui l'entourent):

$$HL5 = 3.96 \times FCL \times \left(XN^4 - \left(\frac{TRA}{100} \right)^4 \right) \quad (2.6)$$

Par convection (entre le corps humain et l'air ambiant):

$$HL6 = FCL \times HC \times (TCL - TA) \quad (2.7)$$

Où :

$$FCL = 1 + 1.29 \times ICL \quad \text{si } ICL \leq 0.078 \quad (2.8)$$

$$FCL = 1.05 + 0.645 \times ICL \quad \text{si } ICL > 0.078 \quad (2.9)$$

La figure ci-dessous présente la distribution du pourcentage de personne non satisfaite (PPD) en fonction du vote moyen prévisible (PMV) et la zone de confort associée.

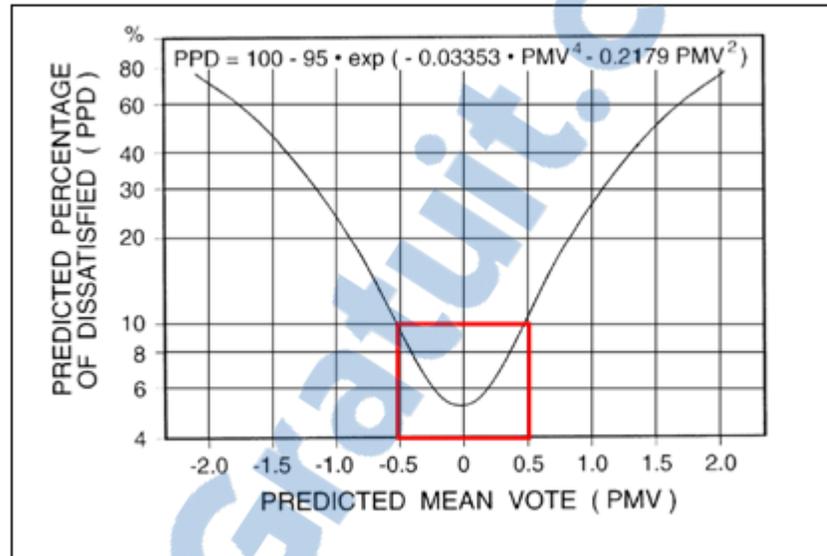


Figure 2.1 L'indice PPD en fonction du PMV.

(ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004)

L'ASHRAE 55 (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004) recommande les valeurs optimales suivantes :

1. Un PPD inférieur à 10%, ce qui correspond à un PMV compris entre -0,5 et +0,5 ;
2. Une vitesse de déplacement de l'air en dessous de 0,5 m/s dans la zone d'occupation ;
3. L'humidité relative doit être comprise entre 30 et 70% et pour éviter des problèmes de prolifération bactérienne (champignons et moisissures), il est souvent recommandé de ne pas dépasser 50% ;
4. La différence de température entre le niveau des chevilles et niveau de la tête (chez une personne assise) est inférieure à 3 °C ;

2.1.2.2 La température radiante moyenne

La température radiante moyenne est définie comme la température d'une enceinte uniforme noire échangeant le même flux radiatif avec l'occupant qu'une enceinte réelle. D'un autre point de vue, cette température est une moyenne pondérée des températures des parois entourant les occupants. La température radiante moyenne (\bar{T}_r) s'exprime en fonction de la température sèche de l'air (T_a), de la vitesse d'écoulement et de la température de globe noir (T_G) par la relation suivante :

$$\bar{T}_r = \left((T_G + 273)^4 + 2.5 \times 10^8 (T_G - T_a) \times V^{0.6} \right)^{1/4} \quad (2.10)$$

2.1.2.3 Métabolisme et isolement vestimentaire

La norme ASHRAE 55 exprime les valeurs du métabolisme (M) et de l'isolement vestimentaire (I_{clo}), respectivement, en fonction du type d'activité et de la nature de l'habillement. Pour une personne ayant une activité sédentaire (bureau, habitation, école) et une tenue vestimentaire habituelle, la production d'énergie métabolique est de 1,2 met (70 W/m²) et l'isolement est de 1 clo.

Selon la norme ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005), la température, dans ces conditions, sera comprise entre 20 et 24 °C en période hivernale avec un vêtement de 1 clo et entre 23 et 26 °C en période estivale avec un vêtement de 0,5 clo.

2.1.2.4 Le confort thermique local

Malgré la réalisation d'un confort thermique global, des zones d'inconforts locales sont susceptibles d'être observées dans les enceintes de bâtiment. Ces zones d'inconfort peuvent être causées par de multiples facteurs, citons :

1. un gradient de température élevé entre la tête et les pieds;
2. un champ de radiation asymétrique;

3. un courant d'air local (refroidissement par convection);
4. un contact avec un sol trop chaud ou trop froid.

Les courbes de distribution de l'indice d'inconfort (PD) en fonction de la température radiante asymétrique, la température du plancher et la différence de température verticale au sein d'un local, sont présentées dans l'annexe I.

2.2 La qualité de l'air

2.2.1 Introduction

La qualité de l'air intérieur des bâtiments (QAI) est considérée comme une composante importante de l'environnement intérieur des bâtiments. La qualité de l'air intérieur est influencée par de nombreux facteurs. Mentionnons, le type et le taux d'émission des contaminants, la quantité d'air extérieur admise, tant en qualité qu'en quantité, le type et la localisation des bouches de soufflage.

Les problèmes de QAI sont difficiles à cerner parce que les occupants sont simultanément exposés à une multitude de conditions intérieures indésirables. Les sources de contamination de l'air dans les bâtiments sont multiples. Parmi les contaminants les plus courants, on trouve :

1. Le dioxyde de carbone (CO_2), qui provient principalement des occupants et qui peut aussi provenir des véhicules et des usines, pénètre dans le bâtiment par le biais du système de ventilation et des ouvertures ou encore s'infiltrer à travers les murs;
2. Les composés organiques volatils (COV) et les produits chimiques toxiques, se trouvant dans les matériaux de construction, tels que le formaldéhyde et les solvants organiques;
3. Les poussières et moisissures s'accumulant, entre autre, sur le système de chauffage et dans les conduits de ventilation;
4. L'ozone, provenant des certains photocopieurs, imprimantes et filtres électrostatiques.

Tous ces contaminants peuvent rendre l'air vicié et poussiéreux, dégager des odeurs désagréables et causer l'insatisfaction et l'inconfort des occupants. À de fortes concentrations, ces contaminants intérieurs peuvent provoquer des malaises physiques et, dans certains cas, occasionner de graves problèmes de santé.

Plusieurs recherches ont été effectuées ces dernières années pour mieux cerner le problème des contaminants dans le bâtiment. Malgré la diversité de ces contaminants, le dioxyde de carbone demeure en tête de liste. L'étude entreprise par Krarti et al. (Krarti et Al-Alawi, 2004) avait pour but l'analyse des différentes stratégies de ventilation pour localiser la présence du CO₂ dans un local. Il a été conclu que mettre plusieurs points de mesure du CO₂ et à différents endroits d'un local peut diminuer la consommation d'énergie tout en assurant la meilleure qualité d'air possible et ce par une meilleure maîtrise des débits de ventilation introduits dans le local. Il est important de souligner que le CO₂ peut devenir toxique lorsqu'il se trouve à de fortes concentrations dans une enceinte.

He et al. (Guoqing, Yang Xudong et Srebric, 2005) ont fait une étude sur les effets du type et de l'emplacement des sources sur la dispersion des contaminants dans un local aéré par un système de ventilation par déplacement et par mélange. Pour une source de contaminant (SF₆) émis uniformément à partir du plancher, le système de ventilation par déplacement offre une efficacité de ventilation similaire au système de ventilation par mélange.

2.2.2 La norme ASHRAE 62

2.2.2.1 Le niveau acceptable de la qualité de l'air

La norme ASHRAE 62 (ASHRAE Standard 62, 2001) définit le niveau acceptable de qualité de l'air comme étant le niveau correspondant à « l'air qui ne contient pas de contaminants à des concentrations élevées susceptibles d'avoir des effets nocifs sur la santé de plus de 80% des personnes se trouvant dans un environnement intérieur ». Le dioxyde de carbone (CO₂) est considéré comme le contaminant le plus à surveiller au sein des bâtiments. À des niveaux supérieurs à 3500 ppm (parties par millions), les occupants sont moins satisfaits, ils se

plaignent davantage de la mauvaise qualité de l'air et manifestent des symptômes physiques plus nombreux (maux de tête, irritation de la peau et des yeux, problèmes respiratoires, etc.) (Conseil national de recherches du Canada et Institut de recherche en construction, 2003). L'Institut de recherche en construction (IRC) (Fig.2.2) et d'autres travaux de recherche indiquent que la réduction de ce niveau à 800 ppm peut améliorer la satisfaction des occupants et réduire de façon significative l'occurrence de ces symptômes (Seppanen, W.J.Fisk et M.J.Mendell, 1999). Les recherches de l'IRC ont établies que le niveau de satisfaction des occupants augmentait à mesure que les concentrations de CO₂ diminuaient (pour la plage de 1100 ppm à 470 ppm).

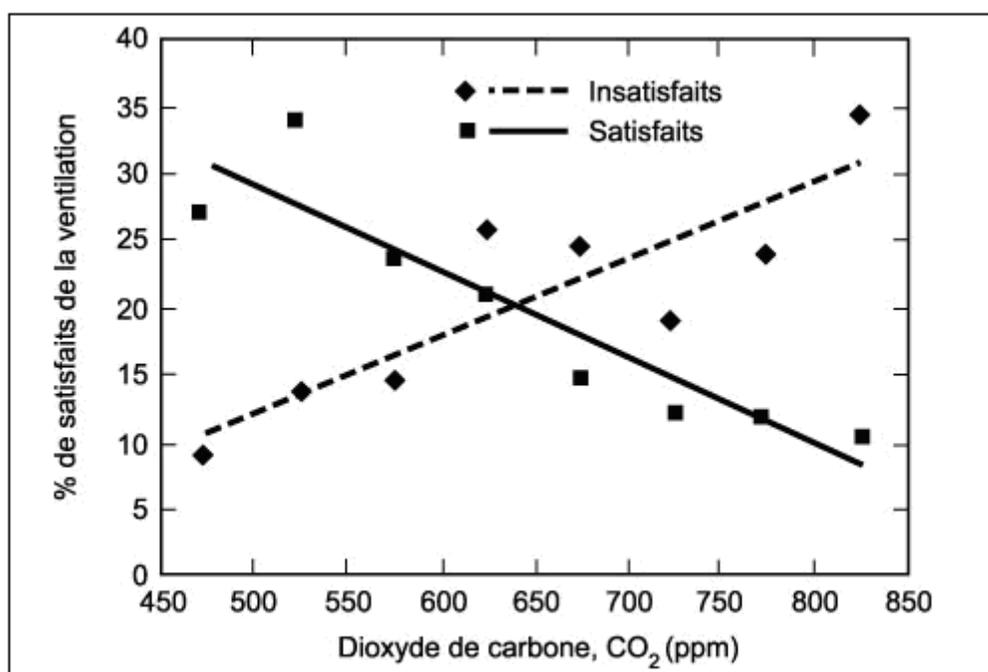


Figure 2.2 Pourcentage des personnes satisfaites et insatisfaites de la ventilation pour différentes concentrations de dioxyde de carbone.

(Conseil national de recherches du Canada et Institut de recherche en construction, 2003)

A titre d'exemple, le tableau 2.2 tiré de la norme ASHRAE 62, donne le niveau acceptable des différents contaminants dans l'espace d'un local.

Tableau 2.2 Niveau acceptable des différents contaminants dans un local
Tiré de ASHRAE Standard 62 (2001)

Substance	Niveau maximal admissible
Dioxyde de carbone	< 3500 ppm
Monoxyde de carbone	11 ppm
Formaldéhyde	0.1 ppm
Particules	0.04 mg/m ³
COV totaux	0.2 mg/m ³
Dioxyde d'azote	0.05 ppm
Dioxyde de soufre	0.019 ppm
Ozone	0.05 ppm

2.2.2.2 Le taux d'apport d'air extérieur

Le taux d'apport d'air neuf dépend fortement du type de bâtiments à servir, qu'ils soient à destination commerciale, artistique (théâtre, cinéma, etc.), habitation, travail, etc. L'ASHRAE 62 recommande un taux d'apport d'air extérieur minimal de 10 litres/s/personne pour certains locaux d'habitation et les bureaux de travail. Comme ce taux d'apport d'air est déterminé en fonction du nombre d'occupants, il est important d'établir un taux approprié en se basant sur le nombre d'occupants prévu dans les locaux et de le réviser lorsque la densité d'occupation vient à changer.

2.2.2.3 L'âge moyen de l'air

Selon l'IRC, l'âge moyen de l'air de la pièce est la valeur moyenne des âges moyens de la pièce, c'est-à-dire le temps moyen qu'il faut à l'air pour aller de la grille de soufflage jusqu'à n'importe quel point de la pièce (IRC, 2000). On définit l'âge moyen de l'air comme étant le temps de séjour de l'air vicié dans un local. Ce paramètre joue un rôle important pour l'évaluation de l'efficacité d'un système de ventilation à évacuer l'air pollué en dehors de la zone d'occupation.

2.3 Efficacité des systèmes de ventilation

La fonction principale d'un système de ventilation est de fournir un apport d'air neuf suffisant à l'intérieur des bâtiments tout en évacuant l'air vicié qui s'y trouve et en minimisant la consommation d'énergie. Deux types de ventilation se distinguent :

1. La ventilation naturelle : elle se fait par des infiltrations d'air dues, le plus souvent, au manque d'étanchéité des portes, des fenêtres et des fissures au niveau de l'enveloppe des bâtiments. Cette technique de ventilation peut aussi être volontairement choisie.
2. La ventilation mécanique : elle utilise une force mécanique pour contrôler l'évacuation de l'air pollué et humide pour assurer son remplacement par de l'air frais. Dans le but d'assurer un meilleur confort, le renouvellement de l'air se fait essentiellement par des systèmes de ventilation mécanique (Hayson. J.C et J.T, 1998).

Toutefois, pour que cette ventilation soit adéquate et efficace pour assurer un air intérieur salubre, la ventilation mécanique doit répondre à plusieurs critères qualitatifs :

1. Assurer un apport suffisant d'air neuf non pollué;
2. Contribuer à l'hygiène de vie des occupants en évacuant les odeurs, les contaminants biologiques générés par les occupants et les polluants chimiques émis par les matériaux et les combustions;
3. Éviter un niveau d'humidité trop élevé;
4. Éviter la stratification;
5. Minimiser les courants d'air dans la zone d'occupation;
6. Assurer un niveau sonore faible.

Il existe quatre grandes stratégies de ventilation :

1. La ventilation mixte (ou par mélange) ;
2. La ventilation par déplacement ;
3. La ventilation par écoulement à effet piston ;
4. La ventilation par circuit court.

2.3.1 La ventilation par mélange

Cette méthode de ventilation repose sur le principe de dilution et consiste à amener de l'air frais dans un local et le mélanger le plus efficacement possible à l'air ambiant pour qu'ils soient homogènes en température et en polluants. Parmi les avantages de cette ventilation, mentionnons le contrôle des débits d'air soufflé et repris par les diffuseurs ou les bouches de soufflage, car ce type d'installation comporte un réseau aéraulique de distribution d'air impliquant la mise en œuvre d'un système efficace de diffusion de cet air, susceptible d'assurer une répartition uniforme d'air frais sans provoquer une sensation de courant d'air pour les occupants. Mais cette répartition est influencée principalement par l'emplacement, le type et la vitesse des dispositifs de soufflage et d'aspiration (Lipska, 2008).

2.3.2 La ventilation par déplacement

La ventilation par déplacement consiste à introduire de l'air à basse vitesse (typiquement $V < 0.25$ m/s) dans la partie inférieure du local à une température plus basse que celle de l'air ambiant. On utilise ici le fait bien connu que l'air chaud s'élève naturellement dans une atmosphère plus froide (phénomène de convection naturelle). L'air froid ainsi introduit se répand sur toute la surface du plancher. Au contact des sources thermiques (occupants, machine, etc.), cet air se réchauffe et un courant ascendant se crée entraînant l'air vicié dans la partie supérieure du local. La stratification de l'air qui se met en place conduit à une concentration en polluant dans la zone d'occupation en général plus faible que dans le cas d'une ventilation par mélange. En effet, le principe même de la ventilation par mélange, qui implique le mélange d'air soufflé et d'air ambiant conduit à une homogénéisation de la qualité de l'air dans tout le local, alors qu'ici, les polluants sont entraînés vers le haut du local, où se trouve la bouche de reprise (Lipska, 2008).

La mise au point de tels systèmes reste complexe, puisque, comme tout phénomène de convection naturelle, l'équilibre qui se met en place est précaire, et peut être facilement perturbé. Dans l'industrie, où la position des machines est définie une fois pour toutes, la modélisation du local permet une mise au point optimum de ce concept. En revanche, son

application au tertiaire ou au résidentiel est moins aisée, puisque les différentes sources de chaleur, qui constituent le véritable moteur du système, sont susceptibles d'évoluer à la fois dans le temps et dans l'espace. De plus, ce type de ventilation crée une zone de stratification thermique au dessus de la zone d'occupation qu'il n'est pas possible d'analyser à l'aide des programmes de simulation thermique traditionnelle. Seule une simulation à l'aide de modèles zonaux où les modèles NS permet d'obtenir les informations pertinentes pour choisir le nombre, l'emplacement et le débit des entrées d'air frais.

2.3.3 La ventilation par écoulement à effet piston

La ventilation par effet piston est une ventilation où l'écoulement est unidirectionnel, quasi-laminaire, caractérisé par une faible turbulence et une faible vitesse d'écoulement d'air à travers toute la surface du local (Cahng, Kao et Hsieh, 2007). (Fig. 2.3).

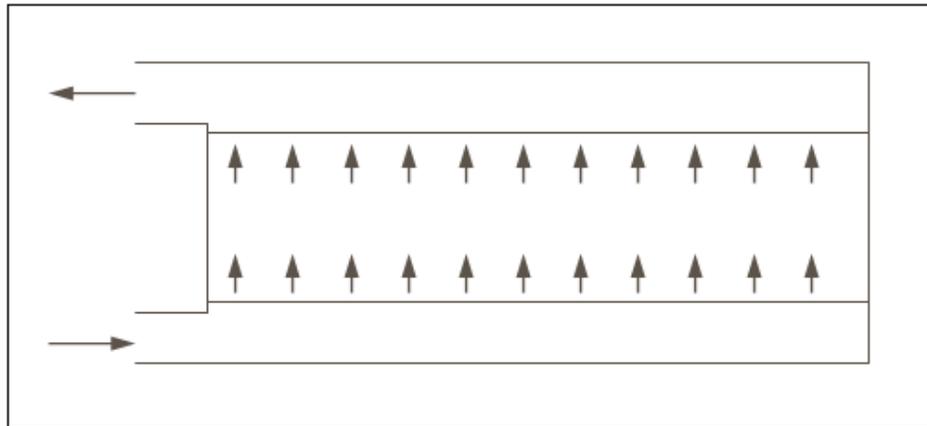


Figure 2.3 Ventilation à effet piston.

Ce type de ventilation est utilisé comme concept pour la maîtrise du contaminant dans des zones très sensibles (salles d'opération des hôpitaux, par exemple).

D'après la lettre d'information préparée par le Sous-comité Installations Électriques et Systèmes de Sécurité de la Division des Métros de l'UITP (Union Nationale des Transports Publics, 2003) la ventilation utilisée pour maintenir l'atmosphère du tunnel et des stations du métro dans des conditions satisfaisantes de salubrité et de confort thermique est une

ventilation naturelle assurée par l'effet piston des trains et une aération par les accès et les baies en liaison avec l'extérieur. Ce type de ventilation demeure très coûteux du point de vue énergie dû à la nécessité d'un large débit d'air introduit dans le local.

2.3.4 La ventilation à circuit court

Si la ventilation est du type « à circuit court », il y résulte une basse efficacité d'échange d'air due à la formation des zones de stagnation où l'âge de l'air peut accroître considérablement. Un emplacement défavorable d'une source de contaminant dans une zone de stagnation peut avoir comme conséquence l'accumulation d'une quantité relativement grande de contaminant dans cette région. Les valeurs locales de concentration en contaminant peuvent devenir très élevés ce qui implique une valeur d'efficacité de déplacement de contaminant inférieure à l'unité.

Il est important de souligner qu'une situation de ventilation qui est favorable en ce qui concerne l'efficacité d'échange d'air n'est pas nécessairement favorable en ce qui concerne l'efficacité d'extraction de contaminant, et vice versa. L'efficacité d'échange d'air est déterminée par le modèle de circulation d'air de la pièce seulement, tandis que l'efficacité de déplacement du contaminant est déterminée par le modèle de circulation d'air, de la distribution spatiale, du taux d'émission ainsi que du type de contaminant.

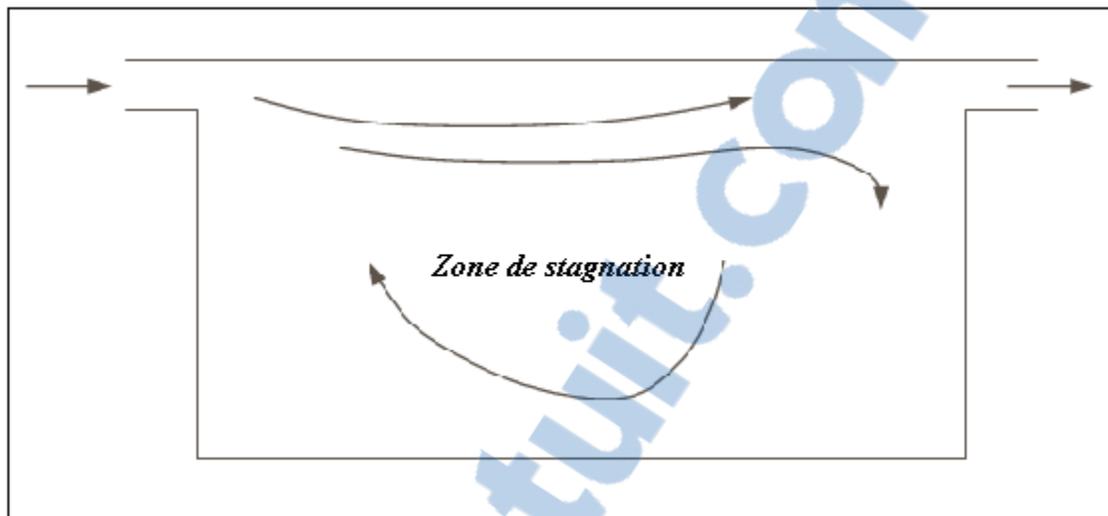


Figure 2.4 Ventilation à circuit court.

La figure 2.4 montre schématiquement une situation de ventilation d'écoulement à circuit-court, qui pourrait par exemple se produire lorsque l'air chaud est introduit près du plafond et, due à la force de flottabilité, la couche d'air relativement froide se trouvant dans la partie inférieure de la salle est presque découplée du modèle principal d'écoulement dans la partie supérieure de la salle, formant une zone de stagnation. Ce même phénomène peut se produire aussi au sein des bâtiments sous le nom de « l'effet coanda ». L'émission de contaminant dans cette partie inférieure de la salle est susceptible d'avoir comme conséquence des valeurs locales inadmissibles de concentration en contaminant.

CHAPITRE 3

MÉTHODOLOGIE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE

Ce projet de recherche comporte un volet numérique et un volet expérimental. Ce chapitre débute par la présentation du volet numérique dans lequel le modèle mathématique, les hypothèses de calcul ainsi qu'une brève description de l'outil numérique utilisé sont présentés. La deuxième partie du chapitre présente la pièce modèle dans laquelle le volet expérimental de l'étude a été réalisé. On y présente également les instruments de mesure utilisés et leurs incertitudes expérimentales.

3.1 Modèle numérique

La majorité des études portant sur la modélisation thermo-aéraulique des bâtiments reposent sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes (régissant de la dynamique des fluides visqueux). Ces équations s'expriment comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (3.1)$$

(1) (2) (3) (4)

(1) Terme instationnaire

(2) Convection

(3) Diffusion

(4) Terme source

où les variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ sont représentés dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 Les variables dépendantes des équations de base

Variables	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Équation de continuité	1	0	0
Équation de conservation de mouvement	u, v, w	μ	0
Équation d'énergie	T	$\frac{k}{\rho C_p}$	Q

En négligeant les termes de diffusion dans les équations de Navier-Stokes, on obtient les équations d'Euler (régissant de la dynamique des fluides non visqueux). Ces équations s'expriment sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j \phi) = S_\phi \quad (3.2)$$

Dans cette thèse, la détermination des mouvements thermo-aérauliques et de la qualité de l'air intérieur dans un bâtiment repose sur la résolution des équations d'Euler couplées à l'équation de conservation d'énergie et l'équation de concentration massique. Ces équations d'Euler sont comparées, dans cette étude, aux équations de Navier Stokes. Les simulations thermo-aérauliques basées sur les équations de Navier-Stokes nécessitent des temps de calculs importants, qui les rend très onéreuses surtout lorsqu'il s'agit de modéliser un bâtiment entier. Pour cette raison l'élimination du terme de viscosité, $\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right)$, de l'équation 3.1, a pour but d'alléger les équations de Navier-Stokes afin de comparer le temps de simulation et la précision des résultats obtenus entre ces deux modèles numériques (NS et Euler).

3.2 Hypothèses de calcul

Le modèle proposé est basé sur les hypothèses suivantes :

1. Le problème est bidimensionnel ou tridimensionnel selon les cas;
2. L'écoulement est incompressible;
3. Le fluide est non visqueux;
4. L'écoulement est en régime permanent.

Les propriétés physiques du fluide (C_p et k) sont constantes et évaluées à une température moyenne. Toutefois, la masse volumique dans le terme représentant la force de gravité (terme d'Archimède) dans l'équation du mouvement selon l'axe z , varie linéairement avec la température (approximation de Boussinesq). Ainsi, la masse volumique (ρ) est remplacée dans cette équation comme suit :

$$\rho[1 - \beta(T - T_{ref})] \quad (3.3)$$

Où β est le coefficient d'expansion volumique, $\beta \cong T_{ref}^{-1}$ et T_{ref} est une température de référence.

3.3 La mise en équation

En tenant compte des hypothèses mentionnées ci-haut, le système d'équations résultant, exprimé en variables primitives, s'exprime comme suit :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x}(u) + \frac{\partial}{\partial y}(v) + \frac{\partial}{\partial z}(w) = 0 \quad (3.4)$$

Équations de conservation de la quantité de mouvement :

Ces équations sont l'équivalent de la relation fondamentale de la dynamique appelée la seconde loi de Newton ($\Sigma \vec{F} = m\vec{a}$). Dans un référentiel galiléen, la somme vectorielle des forces appliquées à un objet ponctuel est égale au produit de la masse de l'objet par son vecteur accélération. Trois forces apparaissent dans la formule ci-dessus et qui représentent les forces de pression, les forces de viscosité et les forces massiques (gravité). Les équations de conservation de quantité de mouvement s'expriment comme suit :

Selon la direction x :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.5)$$

Selon la direction y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \quad (3.6)$$

Selon la direction z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + g\beta(T - T_{ref}) \quad (3.7)$$

Ces équations sont couplées à l'équation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + Q \quad (3.8)$$

$$\text{Où } \alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

À ces équations régissant les champs de pression, vitesse et température dans une pièce, s'ajoute l'équation de concentration pour l'évaluation de la qualité de l'air intérieur:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} + w \frac{\partial C}{\partial z} = D \left[\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right] + \dot{N} \quad (3.9)$$

Où D et \dot{N} représentent respectivement le coefficient de diffusion et le terme source.

Les équations d'Euler, citées ci-dessus, sont comparées aux équations de Navier-Stokes. Il est important alors de souligner qu'un modèle de turbulence algébrique (Chen, Xu et Nieuwstadt, 1998), présenté dans les équations 3.10 et 3.11, a été introduit dans le modèle Navier-Stokes. Ce modèle de turbulence développé à l'origine spécifiquement pour la modélisation des écoulements à l'intérieur des bâtiments fait preuve d'une précision adéquate pour la modélisation des mouvements turbulents et nécessite un temps de calcul moindre par rapport aux modèles à une ou deux équations (Srebric, Q.Chen et Glicksman, 1999). Le modèle de Chen et al. fait appel au concept de viscosité turbulente. Cette viscosité est donnée par la relation empirique suivante :

$$\mu_t = 0.039 \cdot \rho \cdot V \cdot l \quad (3.10)$$

Où : l : longueur caractéristique (longueur minimale estimée entre un nœud et la paroi la plus proche de ce dernier)

V : vitesse locale

ρ : masse volumique de l'air

La viscosité effective est la somme des deux viscosités, laminaire et turbulente :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.11)$$

3.4 La résolution numérique

En se rapportant au tableau 3.1, les équations de Navier-Stokes s'écrivent de la manière suivante :

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} - \mu \nabla^2 u_j + \rho (u_j \cdot \nabla) u_j + \nabla P_j = F_j \quad (3.12)$$

Où F_j sont les forces de volume (gravité selon z) et $F_x = F_y = 0$.

L'équation 3.12 est une équation non linéaire et non homogène, d'une part et d'autre part elle est couplée à l'équation de l'énergie et dans certaines simulations à l'équation de transport du contaminant gazeux. Sa résolution analytique n'est pas possible dans la plupart des cas. On a alors recours à la résolution numérique. En effet, la résolution numérique des équations différentielles présentées dans la section précédente repose sur l'utilisation du logiciel commercial « Comsol » basé sur la méthode des éléments finis. Cet environnement de modélisation offre une grande flexibilité pour la simulation de tout processus physique décrit par des équations aux dérivées partielles (EDP).

La méthode des éléments finis (MEF) est une technique numérique qui permet de résoudre de manière discrète les équations aux dérivées partielles citées précédemment. Le but principal est de chercher une solution approchée « suffisamment fiable » de ce système d'équations. Cette méthode demande des conditions aux limites permettant d'assurer l'existence et l'unicité de la solution obtenue. Dans cette thèse, les conditions adoptées pour tout les cas de simulation sont du type Dirichlet (valeurs imposées aux limites).

Pour le maillage, un découpage triangulaire et non régulier a été utilisé dans tout le domaine, c'est-à-dire qu'aux endroits d'intérêt (bouches de soufflage, élément convectif, etc.) le maillage est assez resserré afin d'obtenir une solution plus précise et plus proche de la solution théorique des équations aux dérivées partielles. Pour les cas de simulations utilisant le modèle Euler, le maillage utilisé est grossier par rapport au modèle Navier-Stokes, mais

sans compromettre la qualité des résultats obtenus. Donc, le maillage adopté dans cette thèse est fonction du scénario de chaque cas étudié et selon la dimension de l'étude (2D ou 3D).

Une fois que le maillage est établi, il s'agit de résoudre le système d'équations aux dérivées partielles en utilisant deux solveurs distincts : UMFPACK et GMRES. Le solveur UMFPACK est un solveur direct destiné à résoudre un système linéaire de la forme $AX = b$. Il est caractérisé par sa grande efficacité de résolution à obtenir une solution stable. Il est plus souvent utilisé pour des études unidimensionnelles ou bidimensionnelles parce qu'il nécessite une mémoire importante lorsque le maillage est dense ou lorsque l'étude est tridimensionnelle. Dans une telle situation (modélisation 3D), le solveur GMRES (generalized minimum residual) a été utilisé, basé sur une méthode itérative. Il présente le plus souvent des difficultés au niveau de la convergence de la solution. Dans ce cas, un choix minutieux a été fait sur le nombre et le pas d'itération et sur les critères de convergence.

De manière générale, le choix de solveurs dans cette thèse est basé sur plusieurs critères, qui peuvent être énumérés brièvement comme suit :

1. Simulation bidimensionnelle ou tridimensionnelle;
2. Scénario étudié (chauffage, ventilation, etc.);
3. Type de maillage (grossier ou fin);
4. Stabilité de la solution;
5. Unicité de la solution;
6. Convergence de la solution.

Plusieurs difficultés ont été rencontrées pour obtenir une solution stable dans le cas du modèle Euler. En effet, l'élimination du terme de diffusion dans les équations de Navier-Stokes, a donné naissance à des instabilités au niveau de la solution. Dans cette situation, la diffusion physique a été remplacé par une autre appelée «diffusion numérique» ou «diffusion artificielle». Cette diffusion numérique est utilisée comme technique de stabilisation de la solution afin de parer à toutes éventuelles oscillations. Elle est constituée de paramètres et de

coefficients de diffusion dont les valeurs sont préétablies par le logiciel. À vrai dire, ce logiciel offre quatre types de diffusion artificielle, dont le choix s'est porté sur le type «isotropic diffusion». Sans rentrer dans plus de détails complexes, cette diffusion permettait d'avoir des résultats plus stables (pas d'oscillations). Les résolutions numériques des équations d'Euler ont été obtenues avec le logiciel cité précédemment. Cependant, le logiciel Fluent (basé sur la méthode des volumes finis) a été utilisé aussi (en plus du logiciel Comsol), pour les simulations effectuées avec le modèle Navier-Stokes.

3.5 Le calcul des indices de confort thermique

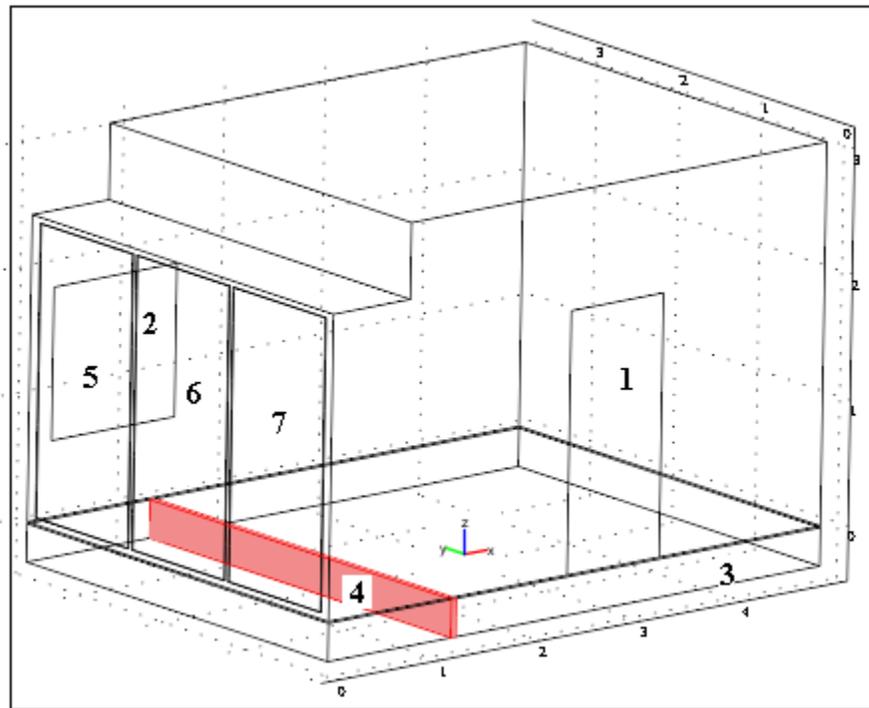
Pour le calcul des indices PMV et PPD, un programme basé sur l'étude de Fanger sur le confort thermique est développé selon la norme ASHRAE 55 (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004). La résolution de ce programme numérique est effectuée par Compaq Visual Fortran version 6.6. Le calcul du PMV et du PPD est basé sur les paramètres suivants: le degré d'habillement d'un individu (CLO), son niveau d'activité (MET), la température ambiante (T_a), la température radiante moyenne (T_r), la vitesse d'écoulement (V) et de l'humidité relative de l'air ambiant (HR) (voir ANNEXE III).

3.6 Protocole expérimental

3.6.1 Description de la pièce modèle

Les mesures expérimentales ont été effectuées dans une pièce modèle représentant un bureau typique. La pièce, construite à cet effet au centre de technologie thermique (CTT) de l'ETS, a une superficie de $4,88 \text{ m} \times 3,66 \text{ m}$ et une hauteur de $3,05 \text{ m}$. Cette chambre dispose d'une fenêtre scellée de $1,22 \text{ m} \times 1,22 \text{ m}$ et une porte d'accès de $1 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ (Fig.3.1). La pièce est dotée de trois panneaux radiants fixés sur l'un des murs de la chambre où un réseau de tuyaux en cuivre, alimenté en eau froide ou chaude, est soudé sur chaque panneau, permettant ainsi la simulation d'une paroi froide (condition hivernale) ou d'une paroi chaude (condition estivale). Un plenum d'une hauteur de 30 cm est maintenu à une pression légèrement supérieure à celle de la pièce afin de permettre la ventilation de cette dernière par

le plancher, par le biais de diffuseurs mobiles placés au sol. Le sous-plancher est divisé en deux parties par une paroi étanche, se situant à 1,22 m du mur radiant, dans le sens de la largeur. Cette partition permet d'alimenter indépendamment la partie du sous-plancher située à proximité du mur radiant, selon le scénario de ventilation désiré.



1-porte; 2-fenêtre; 3- sous-plancher, 4-partition, 5, 6 et 7-panneaux radiants

Figure 3.1 Schéma de la pièce modèle.

3.6.2 Construction de la pièce modèle

Les murs du sous-plancher de la pièce modèle sont construits en panneaux de plâtre cartonné disposés sur le sol par des barres métalliques, qui serviront de base aux murs de la pièce modèle. Les espaces au contact des plaques avec le sol et les barres sont comblés par des joints en mastic. Le côté, se situant au dessous de la fenêtre, est laissé ouvert, afin de pouvoir assurer l'alimentation en air. L'ouverture laissée de ce côté du sous plancher est fermée par

des panneaux de plexiglas. L'étanchéité de cette partition est assurée par du mastic placé partout où cela est nécessaire.

Le plancher de la pièce modèle est constitué de plusieurs dalles de 0,61 m × 0,61 m conçues pour résister à des charges importantes. Ces dalles sont constituées d'une enveloppe en acier soudée autour d'un cœur de ciment et enduite d'une couche d'époxy. Elles peuvent être déplacées au besoin permettant l'étude de plusieurs configurations de soufflage par le plancher.

Les murs sont constitués de laine minérale emprisonnée entre deux cloisons de plâtre cartonées, ce qui assure à la chambre climatique une bonne isolation thermique. Les plaques utilisées mesurent 1,22 m de largeur, 3,05 m de hauteur et 13 mm d'épaisseur. Les blocs de laine minérale ont une épaisseur de 102 mm et sont recouverts de plaques de plâtre cartonées, en obtenant ainsi des murs d'une épaisseur total de 127 mm. La résistance thermique des murs de la pièce est estimée à $2,7 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. Le mur radiant est de construction identique aux autres murs, sur lequel trois panneaux radiant (Voir annexe II, Fig. II.3) de dimension de 1 m × 2,2 m chacun, alimentés de façon indépendante en eau, ont été fixés (Voir annexe II, Fig. II.2).

Le plafond de la pièce est un plafond suspendu. Il est formé d'une armature suspendue au plafond du CTT par des tiges métalliques et de tuiles acoustiques posées sur ces armatures. À neuf emplacements, ces tuiles acoustiques peuvent être remplacées par des grilles d'extraction. L'intérieur de la pièce est éclairé par 6 tubes fluorescents d'une puissance totale de 450 watts.

3.6.3 Dispositifs et appareils de mesure

L'évaluation du confort thermique dans la chambre climatique nécessite la connaissance de plusieurs paramètres physiques : la température sèche et humide (*Dry Bulb et Wet Bulb*), la

température radiante moyenne et la vitesse d'écoulement. Dans le cadre de cette étude, ces paramètres sont mesurés par des appareils appropriés à chacun d'eux.

3.6.3.1 Mesure de la température

a) Les thermocouples

La température ambiante est mesurée par des thermocouples montés sur des tiges et placés dans plusieurs points de la pièce modèle, à différentes hauteurs (Voir Fig. II.4). Dans la présente étude, des thermocouples de type K (Chromel-Alumel) sont utilisés. Ce type de thermocouples offre des performances suffisantes pour les mesures que l'on souhaite effectuer (sensibilité : $40,6 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$, domaine de fonctionnement : -200 à 1200 $^\circ\text{C}$) et une incertitude de $\pm 0,2$ $^\circ\text{C}$.

b) L'étalonnage

Avant d'utiliser ces thermocouples, un étalonnage a été effectué pour vérifier la réponse de chaque thermocouple et détecter d'éventuelles anomalies dans les mesures. Pour cela, les thermocouples et un thermocouple de référence ont été mis dans trois bains d'eau à température constante (0 $^\circ\text{C}$, 24 $^\circ\text{C}$ et 100 $^\circ\text{C}$, respectivement). La réponse des thermocouples a, par la suite, été comparée à la température de référence mesurée à l'aide d'un autre thermocouple (voir tableau ci-dessous).

Tableau 3.2 Étalonnage des thermocouples

Thermocouples	Bain froid (T=0°C)			Bain ambiant (T=24°C)			Bain chaud (T=100°C)		
	Tf	Tf réf	ΔT	Ta	Ta réf	ΔT	Tc	Tc réf	ΔT
A1	0,1	0,1	0	23,9	24	-0,1	100,3	100,4	-0,1
A2	0	0,2	-0,2	23,9	24,1	-0,2	100,4	100,4	0
A3	0,4	0,1	0,3	23,9	24,1	-0,2	100,5	100,3	0,2
A4	0,2	0,2	0	24	24	0	100,6	100,4	0,2
A5	0,1	0,1	0	23,9	24,1	-0,2	100,4	100,4	0
B1	0,1	0,1	0	23,9	24	-0,1	100,6	100,4	0,2
B2	0,1	0,2	-0,1	24	24	0	100,5	100,4	0,1
B3	0,1	0,1	0	24	24,1	-0,1	100,7	100,4	0,3
B4	0,2	0,4	-0,2	23,9	24	-0,1	100,6	100,3	0,3
B5	0	0,1	-0,1	23,8	24	-0,2	100,5	100,3	0,2
C1	0,2	0,1	0,1	24	24	0	100,6	100,4	0,2
C2	0,4	0,2	0,2	24	24	0	100,4	100,3	0,1
C3	0,2	0,1	0,1	23,9	24	-0,1	100,4	100,4	0
C4	0,2	0	0,2	24	24	0	100,5	100,4	0,1
C5	0,4	0	0,4	24,1	24	0,1	100,3	100,4	-0,1
D1	0,3	0	0,3	24,1	23,9	0,2	100,6	100,2	0,4
D2	0,3	0,2	0,1	24	24	0	100,5	100,3	0,2
D3	0	0	0	24	23,9	0,1	100,6	100,3	0,3
D4	0,4	0	0,4	24	23,9	0,1	100,4	100,1	0,3
D5	0,3	0,2	0,1	24	24	0	100,5	100,3	0,2
E1	0,2	0	0,2	24	23,9	0,1	100,8	100,3	0,5
E2	0,3	0,2	0,1	24	23,9	0,1	100,7	100,4	0,3
E3	0,1	0	0,1	23,9	24	-0,1	100,5	100,4	0,1
E4	0,1	0,3	-0,2	24	24	0	100,6	100,3	0,3
E5	0,3	0	0,3	23,9	24	-0,1	100,5	100,3	0,2
F1	0,1	0,2	-0,1	24,2	24	0,2	100,7	100,3	0,4
F2	0,5	0	0,5	24	24	0	100,5	100,4	0,1
F3	0,4	0,1	0,3	24,1	24	0,1	100,5	100,4	0,1
F4	0,2	0	0,2	24,1	24	0,1	100,5	100,4	0,1
F5	0,2	0,4	-0,2	24,1	24	0,1	100,7	100,4	0,3
	$ \Delta T _{\text{moy}}$		0,2	$ \Delta T _{\text{moy}}$		0,1	$ \Delta T _{\text{moy}}$		0,2

Les écarts moyens obtenus sont de 0,2 °C dans le bain à 0 °C, 0,2 °C dans celui à 100 °C et 0,1 °C dans celui à température ambiante. C'est ce dernier écart qui nous intéresse particulièrement puisque selon les scénarios de chauffage et ventilation imposés expérimentalement, les températures mesurées seront proches de la température ambiante.

L'écart maximum à 24 °C est de 0,2 °C. Les mesures auront donc un écart type de l'ordre de $\pm 0,2^\circ\text{C}$ au maximum.

c) Les points de mesure

Les mesures de température par thermocouple ont été effectuées en plaçant ces derniers dans un plan vertical à l'aide de trépieds à des hauteurs qui sont en conformité avec la norme ASHRAE 55-2001 (Voir Fig. II.4). Les hauteurs spécifiées dans la norme sont respectivement $z = 0,1$ m (le niveau de cheville), $z = 0,6$ m (hauteur de hanches pour une personne assise), $z = 1,1$ m (une hauteur de tête pour un homme assis ou de hanche pour un homme debout) et $z = 1,7$ m (hauteur de tête).

Des thermocouples supplémentaires ont été ajoutés près du plafond ($z = 2,3$ m) qui permettent d'observer une éventuelle stratification de température au dessus de la zone d'occupation. D'autres points de mesure ont été obtenus en plaçant des thermocouples sur les panneaux radiants et les murs de la pièce. Les températures mesurées sur les parois de la pièce ont été incluses, comme conditions aux limites, dans les codes numériques.

d) L'acquisition des données

Afin de relever simultanément les températures aux points de mesures de la pièce modèle, on utilise une carte d'acquisition SCXI-1000 et une interface logicielle permettant l'acquisition de données (Voir Fig. II.6). Le logiciel LabView (National Instruments, 2003) traite les informations transmises par la carte d'acquisition et crée un tableau Excel qui rassemble les relevés de températures de chaque thermocouple à un intervalle de temps de 1 seconde. Ce matériel permet de relever la température de tous les thermocouples simultanément et même d'effectuer un grand nombre de relevés dans un petit intervalle de temps. On rappelle que la norme ASHRAE 55 recommande de moyenner au minimum 18 valeurs de températures étalées sur au moins 3 minutes par thermocouple, afin de minimiser les fluctuations de température qui se produisent dans une pièce.

3.6.3.2 Mesure de la vitesse d'écoulement

Les vitesses de l'air circulant dans la chambre climatique sont mesurées par un anémomètre à fil chaud (TSI 8347) (Voir Fig. II.7). Il peut mesurer la vitesse dans un intervalle allant de 0,01 m/s à 30 m/s avec une incertitude de 3% sur la valeur mesurée ou $\pm 0,015$ m/s.

3.6.3.3 Mesure de la température radiante

La température radiante dépend de la vitesse d'écoulement de l'air et de la température globe noir qui est mesurée grâce à un thermomètre globe noir (QUESTEMP 10/15) placé au milieu de la pièce modèle (Voir Fig II.8). Le thermomètre globe noir permet de mesurer l'apport calorifique attribuable à la chaleur radiante. Il s'agit en fait d'un thermomètre classique (thermocouple) que l'on place au centre d'une sphère métallique creuse recouverte de peinture noire. La sphère noire absorbe théoriquement la totalité du rayonnement la touchant. Ce rayonnement absorbé se traduit par une augmentation de la température de la sphère. La température à l'intérieure de la sphère est donc augmentée proportionnellement au rayonnement qui la touche, jusqu'à ce qu'un équilibre s'effectue entre le rayonnement perdu et le rayonnement reçu par le globe. L'incertitude sur la température du globe noir est de $\pm 0,5$ °C (estimée par l'appareil). La température radiante moyenne s'exprime donc en fonction de la température globe noir mesurée (Équation 2.10).

3.7 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, deux volets importants ont été présentés : un volet numérique et un volet expérimental. Le volet expérimental permet la validation des résultats numériques obtenus par les deux modèles Euler et Navier-Stokes.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS DE L'ÉTUDE BIDIMENSIONNELLE

Ce chapitre présente les résultats numériques et expérimentaux de l'étude bidimensionnelle pour deux scénarios : le chauffage par convection naturelle et la ventilation par le plancher.

4.1 Chauffage par convection naturelle

Cette section présente les résultats de simulation des mouvements thermo-aéraulique dans la pièce modèle pour un scénario de chauffage par convection naturelle. Les résultats numériques sont comparés à des résultats expérimentaux obtenus dans la pièce dont les dimensions sont comparables à un bureau typique. Le scénario étudié représente une situation de chauffage par un système convectif d'une dimension de $1\text{ m} \times 0,15\text{ m} \times 0,18\text{ m}$ et d'une puissance de 1500 watts, placé près du mur radiant. Les températures imposées au mur radiant sont respectivement de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cas 1) et de $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cas 2). Tel qu'illustré sur la figure 4.1, l'élément de chauffage est placé au centre du mur radiant. Le choix d'un tel système de chauffage se justifie par le fait que la production de la chaleur se fait par dissipation de l'énergie électrique, autrement dit, par «effet joule» où les pertes calorifiques sont faibles contrairement aux systèmes de chauffage centralisés à combustibles ou à eau. De plus, la grande majorité des unités terminales de chauffage utilisées au Québec sont de ce type.

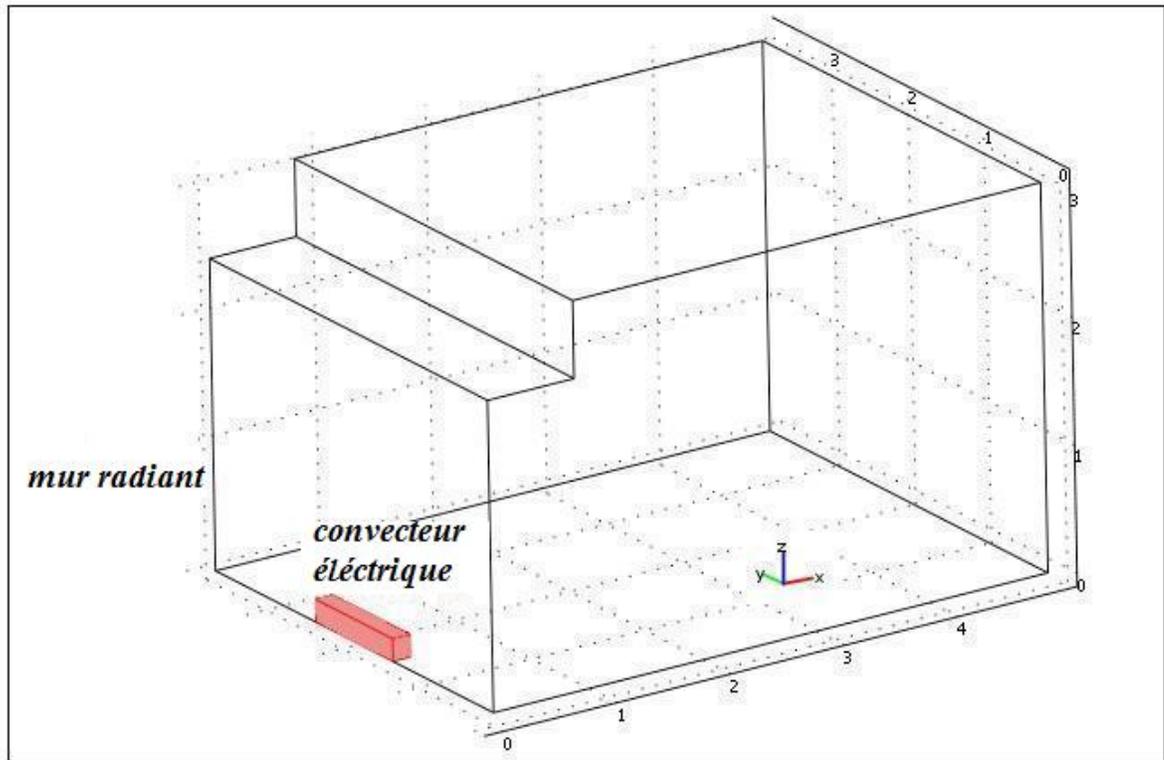


Figure 4.1 Schéma de la chambre climatique pour le cas de chauffage par convection naturelle.

4.1.1 Les conditions initiales et aux limites

La figure 4.2 présente les dimensions de la coupe bidimensionnelle pour ce cas de chauffage. La surface grise qui se trouve sur cette figure divise la pièce en deux moitiés géométriquement identiques. Les mesures de température et de vitesse sont effectuées dans ce plan. Le tableau 4.1 présente les conditions aux limites appliquées aux modèles NS et Euler. Ces conditions proviennent des mesures prises expérimentalement.

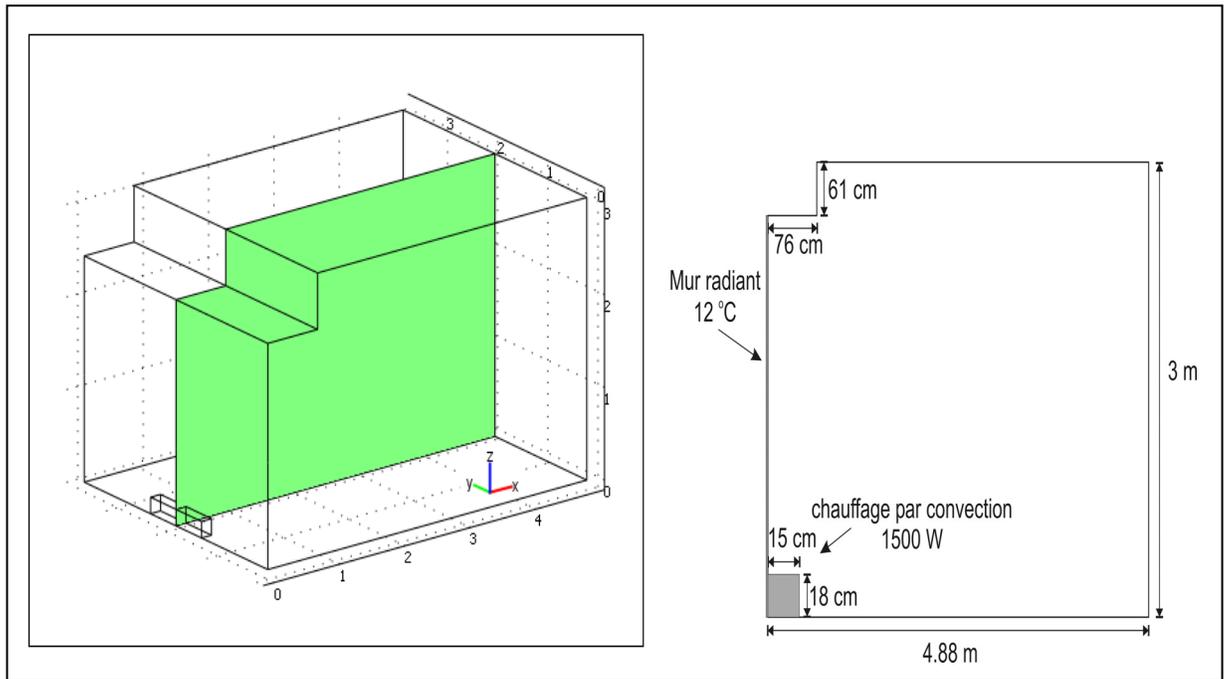


Figure 4.2 Dimensions de la coupe 2D pour le cas de chauffage par convection.

Tableau 4.1 Les conditions aux limites pour le cas de chauffage par convection naturelle

	Température	Vitesse	Pression
Mur radiant	15 °C (cas 1) 12 °C (cas 2)	$u=v=0$	–
Plafond	20 °C	$u=v=0$	$P=0$
Plancher	20 °C	$u=v=0$	–
Autres murs	20 °C	$u=v=0$	–

Les conditions initiales imposées sont : $T(t_0) = 23 \text{ °C}$, $u(t_0) = v(t_0) = P(t_0) = 0$. Pour le convecteur électrique, la condition imposée est $T = 321 \text{ K}$. Cette température a été mesurée expérimentalement à l'aide de thermocouples placés à divers endroits du convecteur.

4.1.2 Le maillage

Pour ce cas de chauffage par convection naturelle, un maillage non structuré est utilisé pour les deux modèles numériques (Euler et NS). En comparant le maillage de ces deux modèles (Fig. 4.3), on constate que le maillage du modèle non visqueux (497 nœuds) est 18 fois moins dense que celui utilisé pour le modèle NS (8782 nœuds). Cette différence observée entre les deux modèles numériques est donc assez importante. L'utilisation d'un tel maillage pour le modèle Euler a permis l'obtention rapide de la solution sans compromettre la qualité du résultat recherché. C'est à dire que les vitesses d'écoulements et les températures présentées dans ce chapitre sont indépendantes du maillage et sont obtenus en régime permanent.

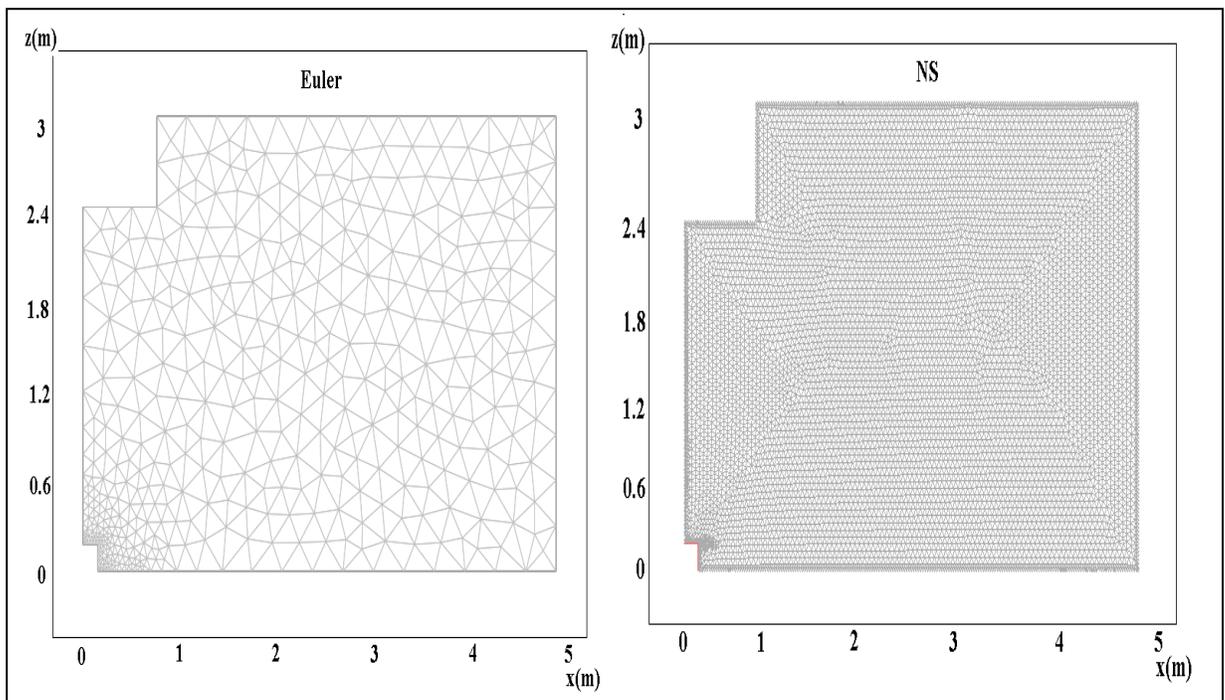


Figure 4.3 Maillage pour le cas de chauffage par convection naturelle.

4.1.3 Profils de vitesses et de températures

4.1.3.1 Vecteurs vitesses et lignes de courant

Les figures 4.4a et 4.4b présentent respectivement les vecteurs vitesses et les lignes de courant obtenus du modèle visqueux et du modèle non visqueux et ce pour une température fixée au niveau des panneaux radiants de 12 °C. On remarque dans la figure 4.4a, que l'écoulement est descendant près de la paroi froide de 12 °C et présente globalement un mouvement anti-horaire. La présence du chauffage convectif, placé tout près de la paroi froide, donne naissance à un mouvement d'air ascendant de faible intensité. L'influence de ce panache thermique s'estompe en s'éloignant du convecteur. Pour le modèle NS, on remarque une zone de circulation qui s'est développée près du mur radiant et qui n'est pas observée dans le cas du modèle Euler. Ceci est dû à la viscosité qui a pour rôle de freiner l'écoulement. L'absence de cette viscosité dans les équations d'Euler a rendu l'écoulement beaucoup plus libre où aucun mouvement tourbillonnaire n'est modélisé. Cependant, en s'éloignant de la région immédiate du mur radiant et du convecteur, on observe une diminution de la vitesse de l'écoulement et ce pour les deux modèles numériques.

Dans le cas où la température du mur radiant est fixée à 15 °C, les résultats numériques ont montré que la structure de l'écoulement est identique à celle présentée à la figure 4.4. Ces résultats ne sont pas reproduit ici, seule une comparaison des indices de confort thermique entre les deux cas de températures ($T_{\text{radiant}} = 12 \text{ °C}$ et 15 °C) sera présentée pour ce cas de chauffage par convection.

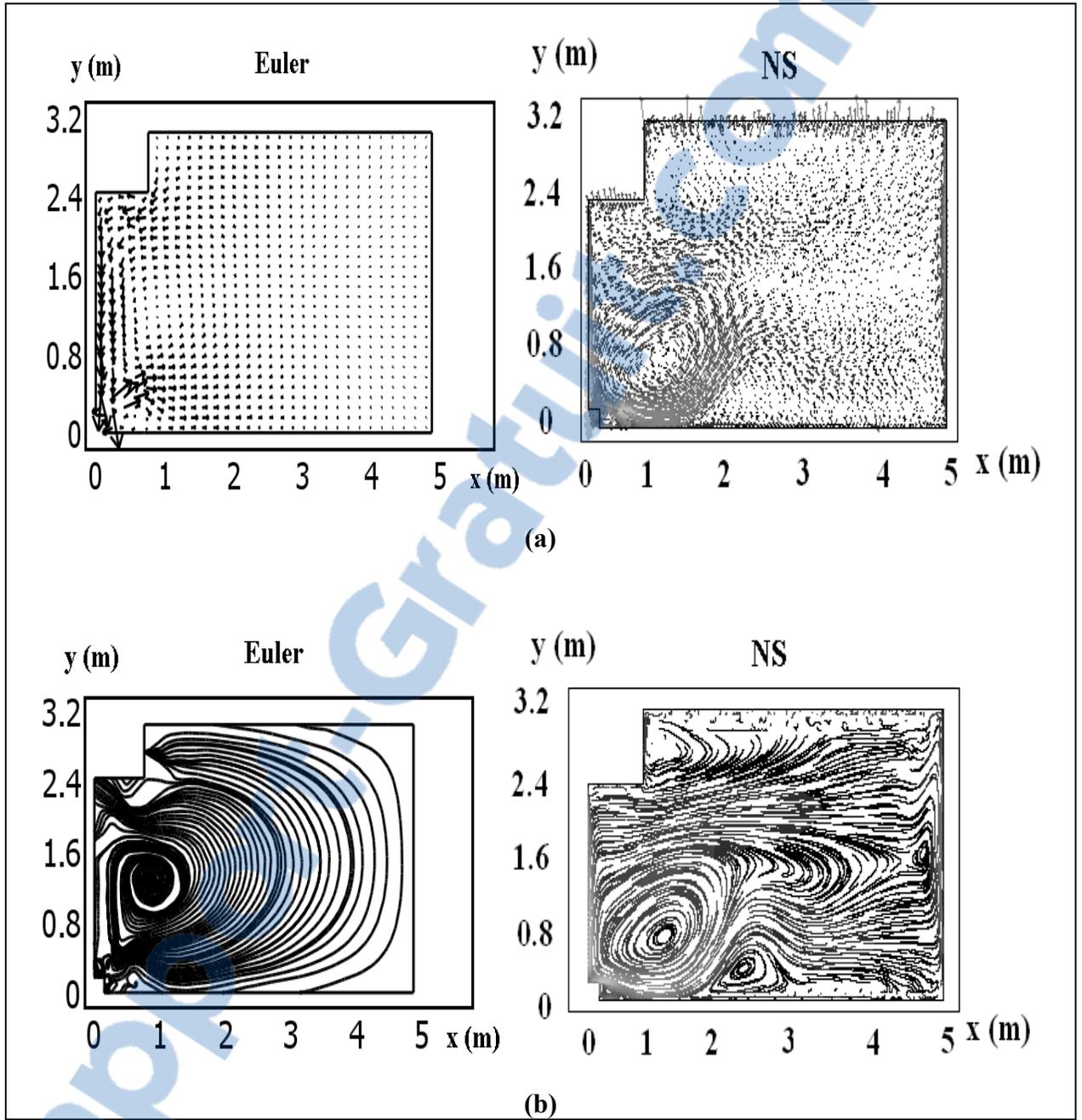


Figure 4.4 a) vecteurs vitesses, b) lignes de courant.

La figure 4.5 compare les vitesses d'écoulement obtenus par les modèles NS et Euler aux résultats expérimentaux. Tel que mentionné précédemment, les mesures de vitesse ont été effectuées dans le plan vertical situé au centre dans la pièce (Fig. 4.1) et pour une hauteur de 1,7 m (partie supérieure de la zone d'occupation). Ces données ont été obtenues en s'assurant qu'un régime permanent était établi dans la pièce. Pour une distance horizontale inférieure à 1 m, on constate une différence notable entre les deux modèles numériques. Le modèle Euler suréstime la vitesse dans cette partie de la pièce. L'aspect plus diffusif causé par la diffusion numérique rend l'écoulement plus intense pour ce modèle non visqueux. Cependant, pour une distance supérieure à 1 m du mur froid, les vitesses mesurées étaient inférieures à 5 cm/s avec une incertitude sur la mesure de $\pm 3\%$. On remarque que les vitesses dans le plan horizontal sont comparables pour les deux approches numériques. Aucun écart significatif n'est observé malgré le panache thermique créé par le convecteur électrique. Dans ce cas, le modèle Euler prédit bien les vitesses d'écoulements.

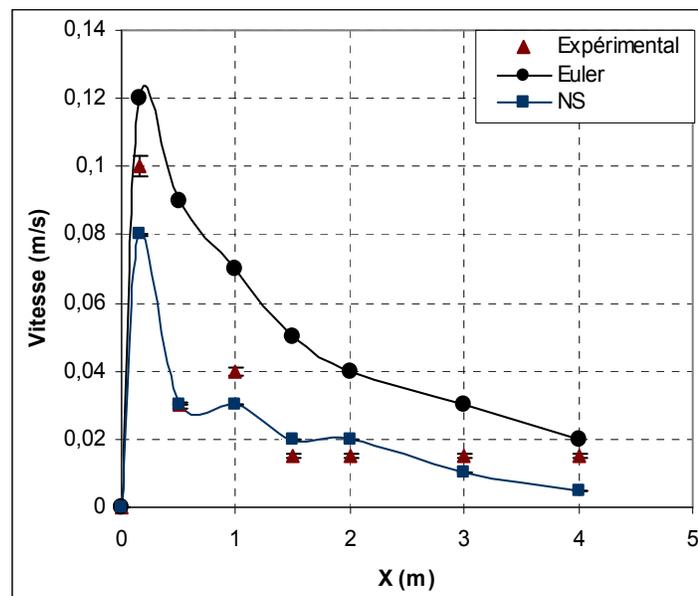


Figure 4.5 Variation horizontale de la vitesse $(u^2+v^2)^{1/2}$ pour le cas 2 ($z=1,7$ m).

4.1.3.2 Températures

Les températures obtenues par les approches Navier-Stokes et Euler, pour le premier cas de simulation (paroi froide de 12 °C), sont comparées aux mesures expérimentales sur les figures 4.6a à 4.6d. Vingt-et-une (21) mesures de températures ont été réalisées dans le plan vertical, $y = 1,83$ m, afin d'obtenir une représentation du champs de température bidimensionnelle dans la chambre climatique. Ces positions sont réparties sur quatre points de mesure dans la direction horizontale (x) et cinq points de mesure dans la direction verticale (z) (0,1 m, 0,6 m, 1,1 m, 1,7 m et 2,3 m). À une hauteur de 2,3 m, on constate que les résultats numériques du code Euler concordent parfaitement aux résultats du modèle NS pour les quatre positions horizontales. Dans ce cas, le modèle Euler semble être en mesure d'évaluer les problèmes liés à la stratification thermique dans les bâtiments. Les écarts entre les résultats numériques du modèle Euler et du modèle NS sont négligeables. Pour les résultats expérimentaux, ils se comparent de façon générale aux résultats des modélisations avec un écart maximal de 1°C. Les incertitudes associées aux mesures de la température sont indiquées sur la figure 4.6 ($\pm 0,2$ °C).

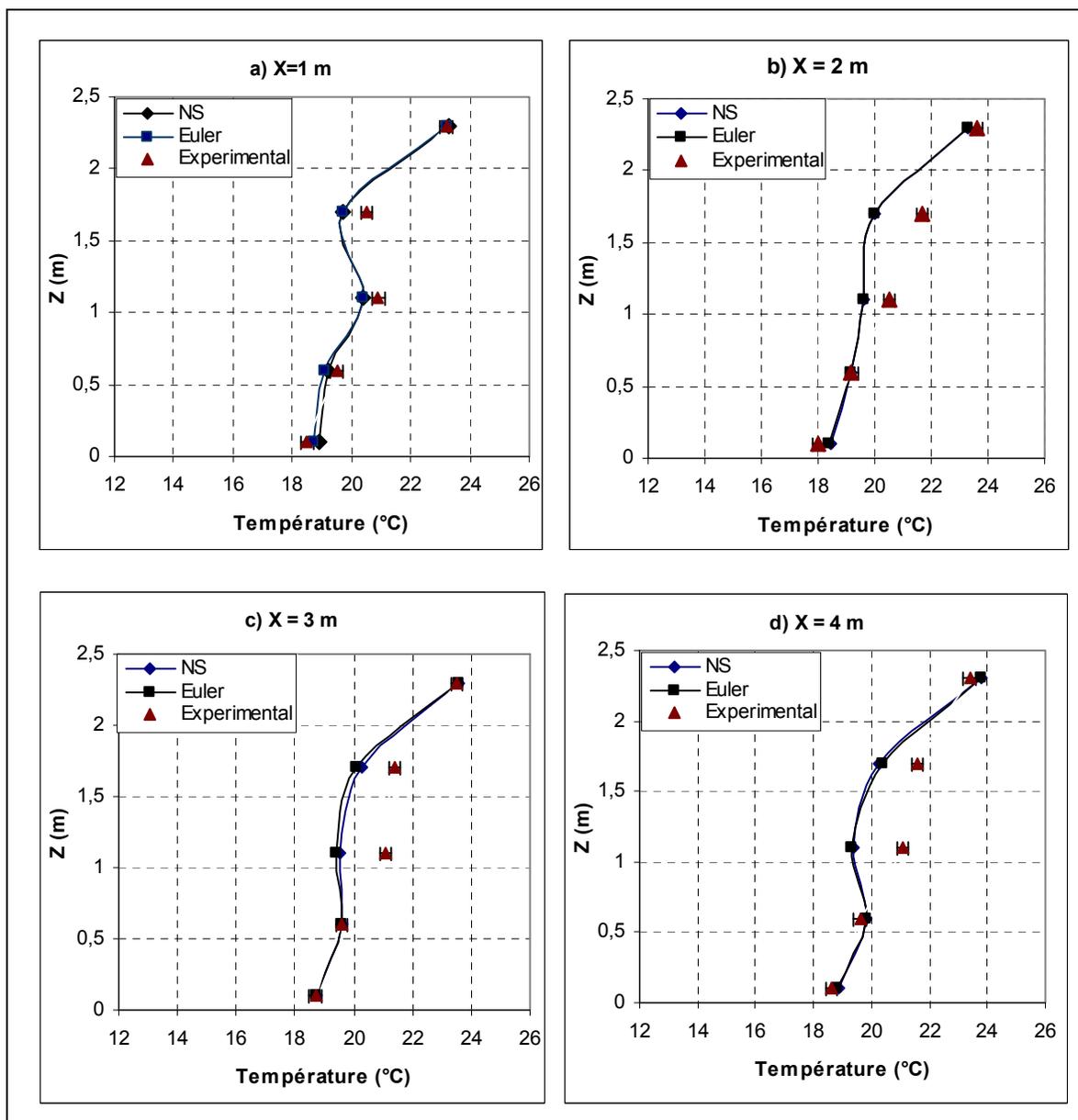


Figure 4.6 Variation de la température dans la direction x à différentes hauteurs de la pièce modèle (cas 2).

4.1.4 Comparaison des indices de confort thermique PMV et PPD

Dans la présente thèse, tous les indices de confort sont présentés pour un individu à un niveau d'activité de 1,1 MET et un habillement de 1,0 CLO. Lors des mesures expérimentales, l'humidité relative mesurée dans la chambre climatique s'est maintenue à 30% et ce pour les deux scénarios.

Les figures 4.7 et 4.8 comparent les indices de confort thermique obtenus expérimentalement aux indices calculés à partir des champs de vitesse et de température obtenus des approches Euler et Navier-Stokes. La température radiante moyenne utilisée pour le calcul des PMV et des PPD pour les deux modèles numériques est celle mesurée expérimentalement. Les indices sont comparés pour les deux cas de chauffage à une hauteur de 1,7 m. Tel que présenté dans le chapitre 2, l'indice PMV prédit la valeur moyenne des votes d'un groupe de personnes, en se référant à une échelle subjective comportant 7 niveaux de « sensation thermique » répartie entre les niveaux « très froid » et « très chaud ».

En comparant les résultats numériques et les mesures expérimentales du cas 2 (paroi de 12 °C), nous constatons que le PMV varie entre -0,46 et -0,62 ce qui représente une sensation thermique qualifiée de « légèrement froide ». Les indices locaux de confort thermique obtenus des approches Euler et Navier-Stokes ne présentent pas de différence significative par rapport aux données expérimentales. L'écart le plus important est observé à une distance horizontale de 1 m des panneaux radiants, où le pourcentage de personne non satisfaite (PPD) atteint 12% pour le modèle Euler et 10% pour le modèle Navier-Stokes alors que le PPD calculé à partir des mesures expérimentales est égal à 9,5%. Par contre, dans le cas 1 (paroi de 15 °C), nous constatons que les indices de confort pour les deux modèles numériques et les résultats expérimentaux concordent parfaitement. Malgré la faible différence de 3 °C entre la température du mur radiant du cas 1 et celle du cas 2, l'échelle subjective passe de la sensation qualifiée de « légèrement froide » (cas 2) à la sensation d'un parfait confort (cas 1) où les PPD sont de l'ordre de 6% (inférieurs à 10%). Ceci s'explique par le fait que les pertes thermiques par rayonnement pour le cas 1 (mur radiant à 15 °C) sont

plus faibles que celles du cas 2 (mur radiant à 12 °C). Ces indices de confort ont été obtenus par un programme spécialement développé à cet effet (voir annexe III).

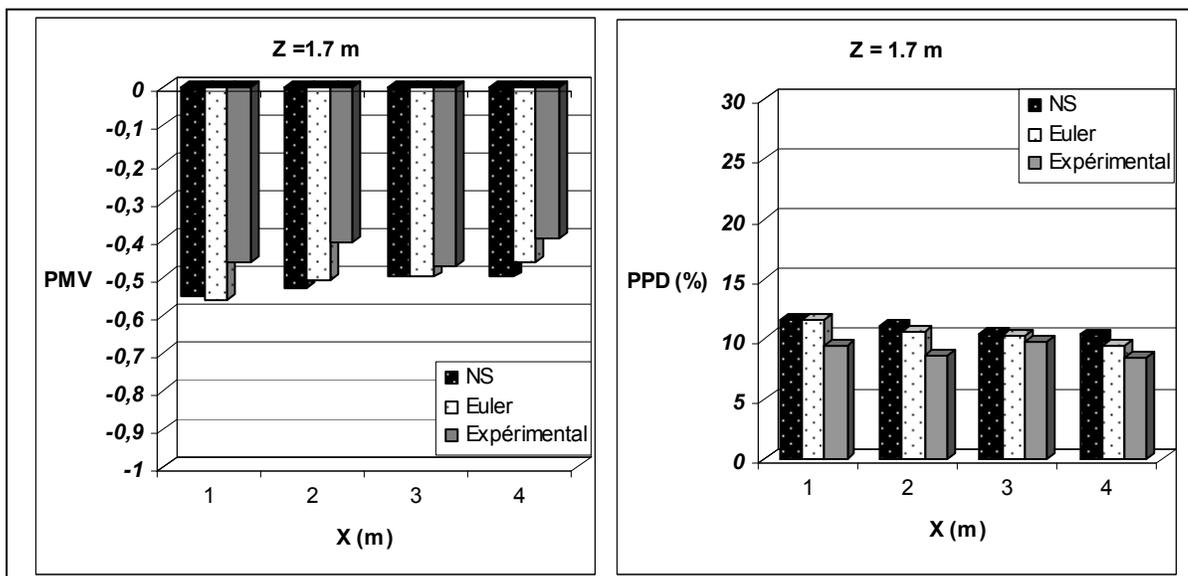


Figure 4.7 Variation des indices de confort thermique pour quatre positions horizontales (cas 2).

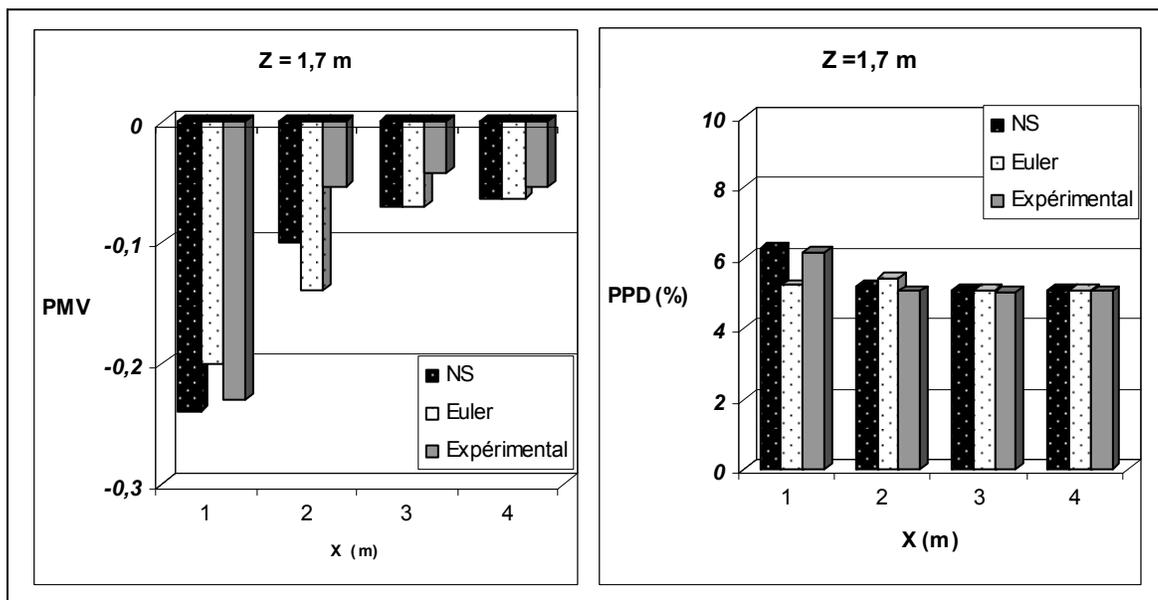


Figure 4.8 Variation des indices de confort thermique pour quatre positions horizontales (cas 1).

Les écarts observés entre les modèles numériques et les résultats expérimentaux sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4.2 Écarts de températures et des indices de confort pour le cas de chauffage par convection naturelle

	Écart (%)		
	Euler-Expérimental	NS-Expérimental	Euler-NS
Température	2,86	2,87	0,20
PMV	14,57	20,00	1,17
PPD	15,62	19,45	0,31

On constate en premier lieu que les écarts de température entre le modèle Euler et le modèle Navier-Stokes sont faibles. Cependant, pour les PMV et les PPD, les écarts en pourcentages observés dans le tableau, paraissent élevés. Mais, en évaluant ces écarts en valeurs absolues, ils deviennent négligeables. De plus, ces indices de confort thermique sont des paramètres subjectifs, c'est-à-dire et à titre d'exemple : un écart de 15,62 % représente une différence de deux personnes insatisfaites seulement entre le modèle Euler et les mesures expérimentales. Cette différence peut être considérée comme faible.

4.1.5 L'asymétrie radiante et l'indice d'inconfort PD

D'après la norme ASHRAE 55, des écarts de température importants entre les surfaces d'une pièce (surface verticale ou horizontale) peuvent être la source d'un inconfort thermique. Cette asymétrie radiante est significative lorsque les écarts de température entre les surfaces sont supérieurs à 10 °C. Dans notre cas, les écarts entre le mur froid et les autres parois de la chambre climatique sont respectivement, 8 °C (cas 1) et 11 °C (cas 2). Ce qui est expliqué la sensation de confort installée dans le premier cas et le léger inconfort dans le deuxième. En se rapportant à la figure I-1 de l'ASHRAE 55 (voir annexe I), l'indice d'inconfort PD dû à l'asymétrie radiante et pour une paroi froide verticale de 12 °C est de 12 %, ce qui dépasse la valeur recommandée par cette norme (5 %). Dans ces deux cas de chauffage, les personnes

ne sont pas affectées par l'asymétrie radiante verticale (tête-cheville), parce que le plancher et le plafond de la pièce modèle ont quasiment la même température, de plus les individus sont généralement plus sensibles à une paroi froide ou chaude horizontale qu'à une paroi verticale. Il reste seulement à démontrer l'influence de la température verticale sur le confort thermique. En se rapportant à la figure 4.6, on constate que la différence de température entre le bas et le haut de la pièce est de l'ordre de 4 °C. L'ASHRAE 55 recommande un $\Delta T_{\text{vertical}} < 3$ °C pour un meilleur confort thermique. Ce qui confirme encore une fois les résultats obtenus aux figures 4.7 et 4.8 où une sensation de confort a été observée pour le cas 1 (paroi de 15 °C) et une sensation d'un léger inconfort pour le cas de la paroi de 12 °C. Le gradient de température cheville-tête est évalué à un $\Delta T_{\text{vertical}} < 3$ °C (cas 1) et un $\Delta T_{\text{vertical}} > 3$ °C (cas 2).

4.2 Ventilation par le plancher

4.2.1 Dimensions et conditions aux limites

Ce scénario de ventilation est assuré par la présence d'une entrée d'air placée au plancher et une sortie d'air au plafond. L'air est soufflé verticalement à une vitesse de 1,6 m/s et une température de 298,8 K. Les conditions thermiques imposées sur les autres parois de la pièce modèle correspondent aux moyennes des températures de surface mesurées expérimentalement. Tel qu'indiqué sur la figure 4.9, le deuxième cas de simulation consiste à modéliser les mouvements thermo-aéraulique induit par une grille de soufflage située au plancher à proximité du mur radiant. La méthodologie expérimentale est identique à celle présentée pour le cas du chauffage par convection. La seule différence se situe au niveau des mesures des vitesses où ces dernières ont été prise à quatre positions horizontales et deux positions verticales. Les dimensions des bouches de soufflage et d'extraction sont présentées dans le tableau 4.3.

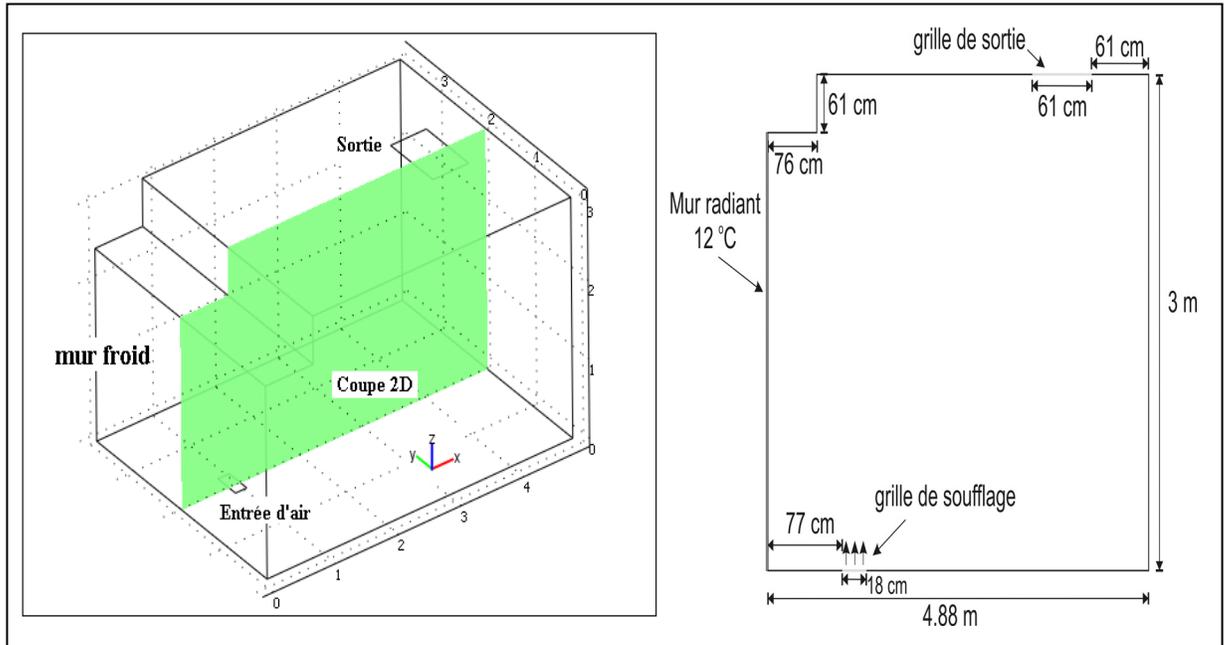


Figure 4.9 Schéma de la pièce modèle pour le cas de ventilation par le plancher.

Tableau 4.3 Positions et dimensions des grilles de soufflage et d'extraction pour le cas de ventilation par le plancher

	Positions (m)			Dimensions (m)		
	x	y	z	Δx	Δy	Δz
Grille de soufflage	0,76	1,70	0	0,18	0,38	0
Grille d'extraction	3,70	1,37	3,05	0,57	0,91	0

Les détails des conditions aux limites sont présentés dans le tableau 4.4.

Tableau 4.4 Conditions aux limites pour le cas de ventilation par le plancher

	Température (°C)	Vitesse (m/s)	Pression
Entrée d'air	25,8	$u=v=0;$ $w=1,6$	-
Sortie d'air	Flux convectif	-	$P=0$
Plafond	20,0	-	-
Plancher	19,0	-	-
Autres murs	20,0	-	-

4.2.2 Le maillage

Pour ce cas de ventilation par le plancher, les mêmes critères utilisés précédemment (indépendance du maillage), sont adoptés pour ce cas (Voir Fig. 4.10). Le maillage du modèle NS (2072 éléments) est 2,2 fois plus supérieur que celui du modèle Euler (936 éléments). Un maillage encore moins dense pour le modèle Euler aurait probablement amélioré d'avantage la rapidité des simulations. Cependant, ceci aurait compromis l'unicité de la solution obtenue, c'est-à-dire que la solution dépendrait du maillage adopté. Par conséquent, on a effectué une étude sur la dépendance de la solution par rapport au maillage où on démontre que l'utilisation d'un maillage plus grossier (inférieur à 900 éléments) pour le modèle Euler, conduit à la non unicité des solutions (Voir Fig. 4.11).

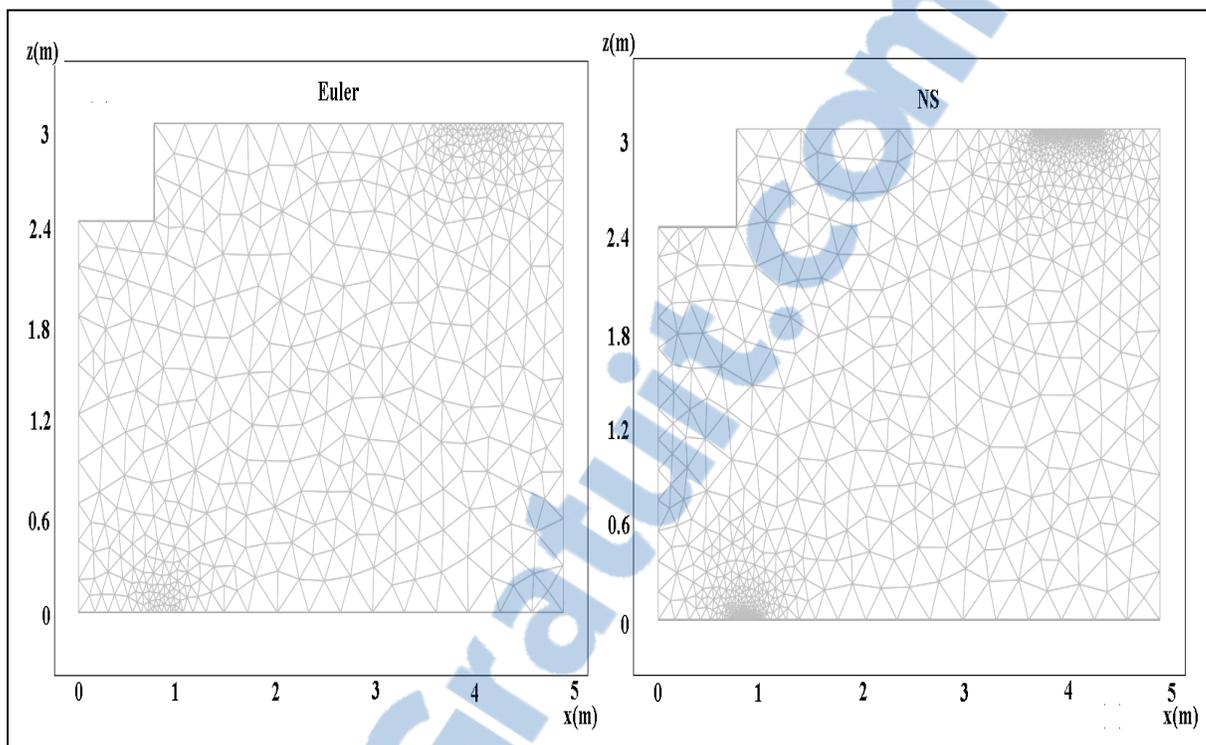


Figure 4.10 Maillage pour le cas de ventilation par le plancher

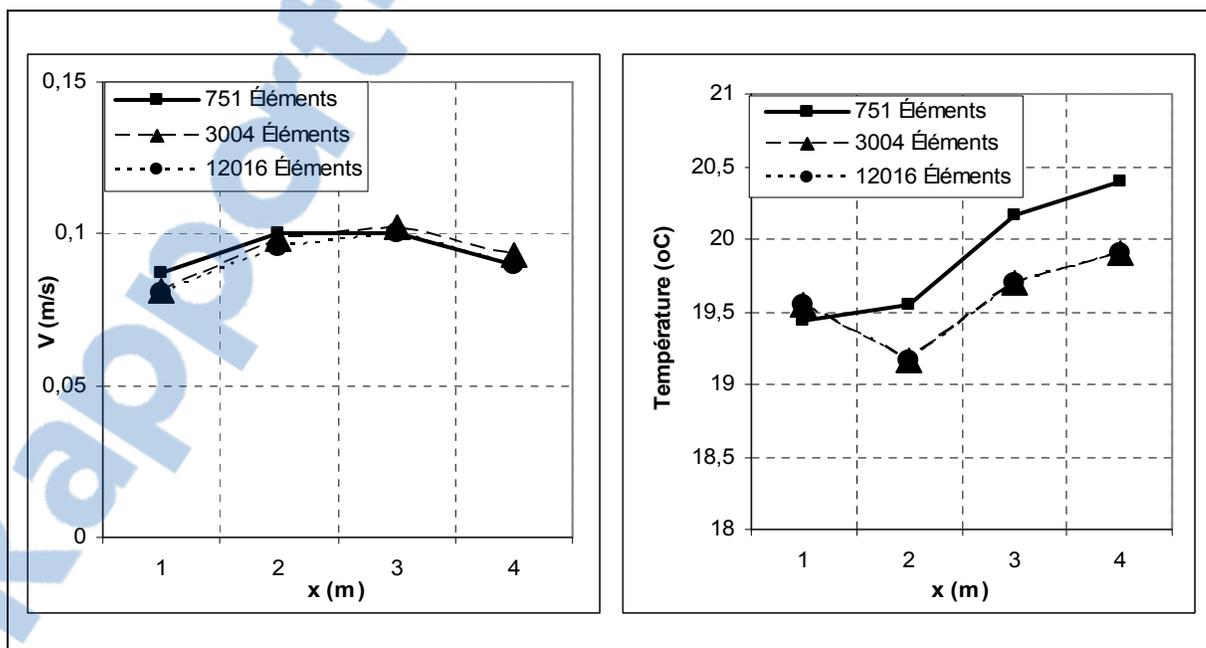


Figure 4.11 Dépendance au maillage pour le cas de ventilation par le plancher (Euler) à $z = 1,7$ m.

4.2.3 Profils de vitesses et de températures

Contrairement au cas précédent, les résultats numériques montrent que le soufflage par le plancher provoque un mouvement convectif forcé dans la pièce modèle. La figure 4.12 présente les vecteurs vitesses obtenus des modèles Euler et Navier-Stokes. On observe des différences notables au niveau de la structure de l'écoulement. Cependant, les vitesses d'écoulements, pour le modèle Euler, sont toujours aussi faibles. À $z=0,6$ m, les deux modèles numériques concordent assez bien, la seule différence est observée à $x=1$ m en zone d'occupation. Le modèle Euler, dans cette partie de la pièce, sous estime un peu la vitesse d'écoulement. Cette observation s'explique par le fait que le modèle non visqueux est incapable de modéliser les éventuelles tourbillons susceptibles de se former dans la pièce. L'écoulement présente donc une trajectoire libre qui n'est freiné par aucune force de frottement (en principe présente en réalité). En observant les lignes de courant pour les deux modèles numériques, on constate aussi une grande différence au niveau de la structure de l'écoulement. Des zones de circulation nettement observées pour le cas du modèle NS, dues à l'effet que peut avoir la viscosité sur la trajectoire de l'écoulement. Cependant pour le modèle Euler, aucun mouvement tourbillonnaire et aucune zone de circulation n'est observée. Malgré ces différences observées au niveau de la structure de l'écoulement, il reste à montrer l'influence de ces différences des trajectoires sur les vitesses. Une comparaison entre les deux modèles numériques est présentée à la figure 4.13.

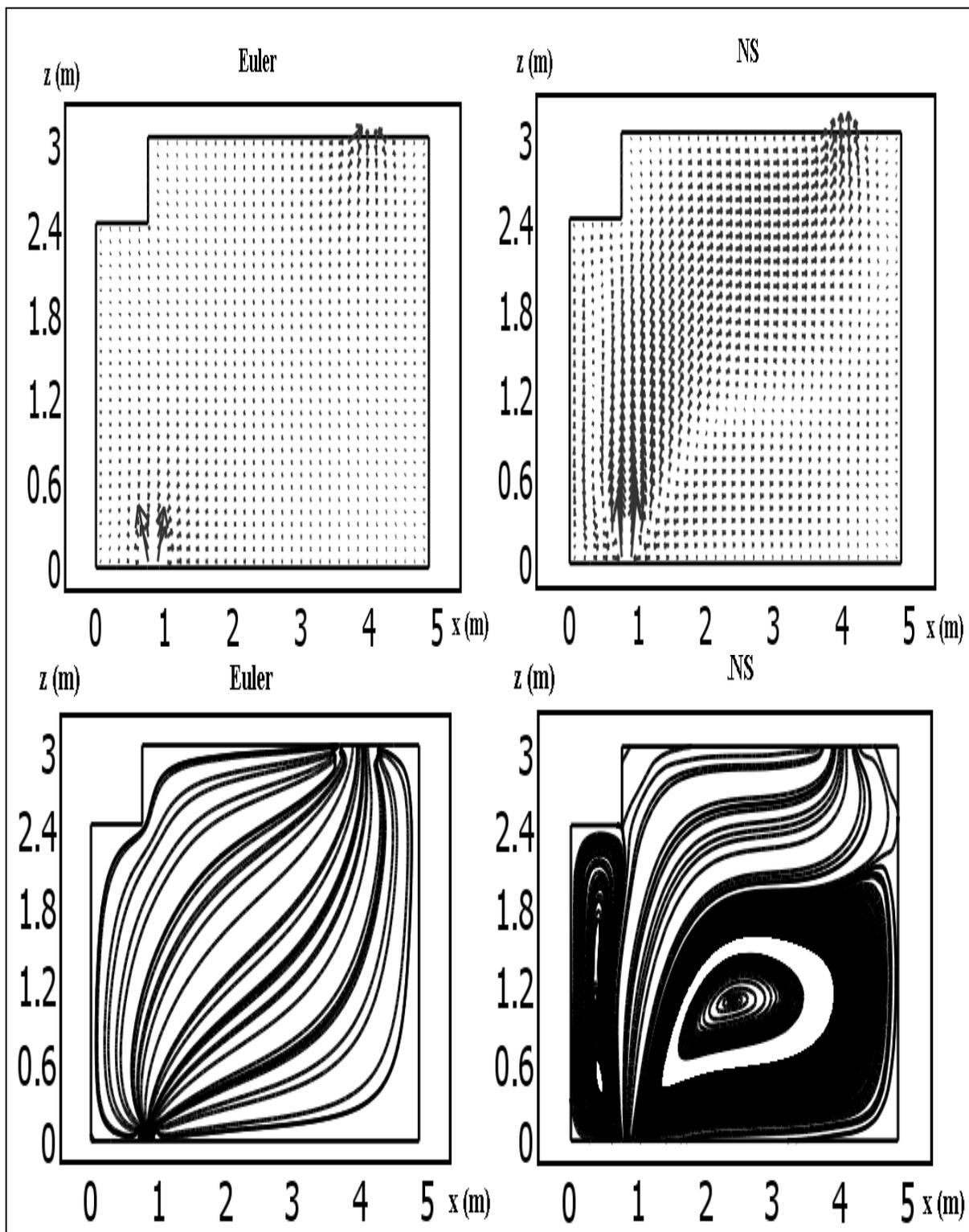


Figure 4.12 Comparaison des vecteurs vitesses et lignes de courant pour le cas de ventilation par le plancher.



Des mesures de température et de vitesse d'écoulement ont également été réalisées à proximité des panneaux radiants et à la sortie de la bouche d'extraction. Ces résultats sont présentés au tableau 4.5.

Tableau 4.5 Mesures supplémentaires des vitesses et des températures pour le cas de ventilation par le plancher

	Vitesse (m/s)	Température (°C)
À 30 cm des panneaux radiants (z=1,7 m)	0,22	13,30
À la sortie (au plafond)	0,20	20,70

Les figures 4.13a à 4.13d présentent les vitesses d'écoulement pour deux hauteurs ($z = 0,6$ et $1,7$ m) et quatre positions horizontales ($x = 1, 2, 3$ et 4 m) dans la pièce modèle. À une distance horizontale de 1 mètre du mur radiant (Fig. 4.13a), les vitesses d'écoulement sont plus importantes particulièrement à $z = 0,6$ m qui est à proximité de la grille de soufflage. Plus on s'éloigne du mur radiant et de la grille de soufflage, l'écoulement devient plus faible avec des vitesses inférieures à $0,2$ m/s. Dans ce cas, les modèles numériques concordent relativement bien et suivent la tendance des mesures expérimentales. Ces mêmes constatations ont été observées par Griffith et chen (2005) pour l'évaluation des mouvements d'air et de températures dans les bâtiments.

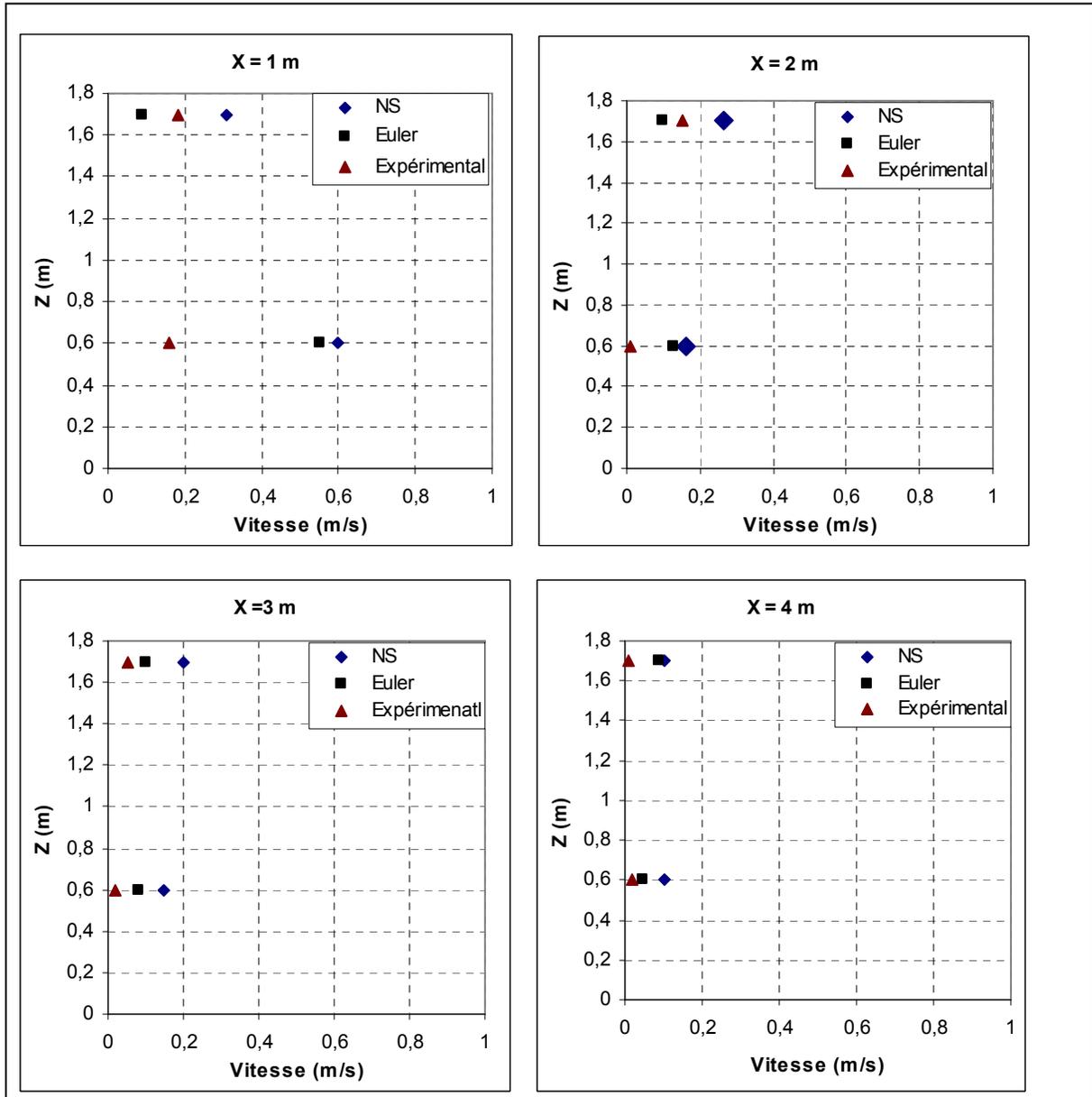


Figure 4.13 Vitesse de l'écoulement dans la chambre climatique à deux positions verticales.

En ce qui concerne la distribution de la température dans la pièce modèle, les écarts entre les modèles numériques sont compris entre $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (figures 4.14a à 4.14d). Les mesures expérimentales suivent également de très près les prédictions numériques. Dans une étude antérieures effectuée par Griffith et Chen (Griffith et Q.Chen, 2003), des résultats semblables ont été observés. Il a été démontré que le modèle zonale peut prédire la

distribution verticale de la température où la différence entre le modèle zonale et les mesures expérimentales est supérieure à 1°C .

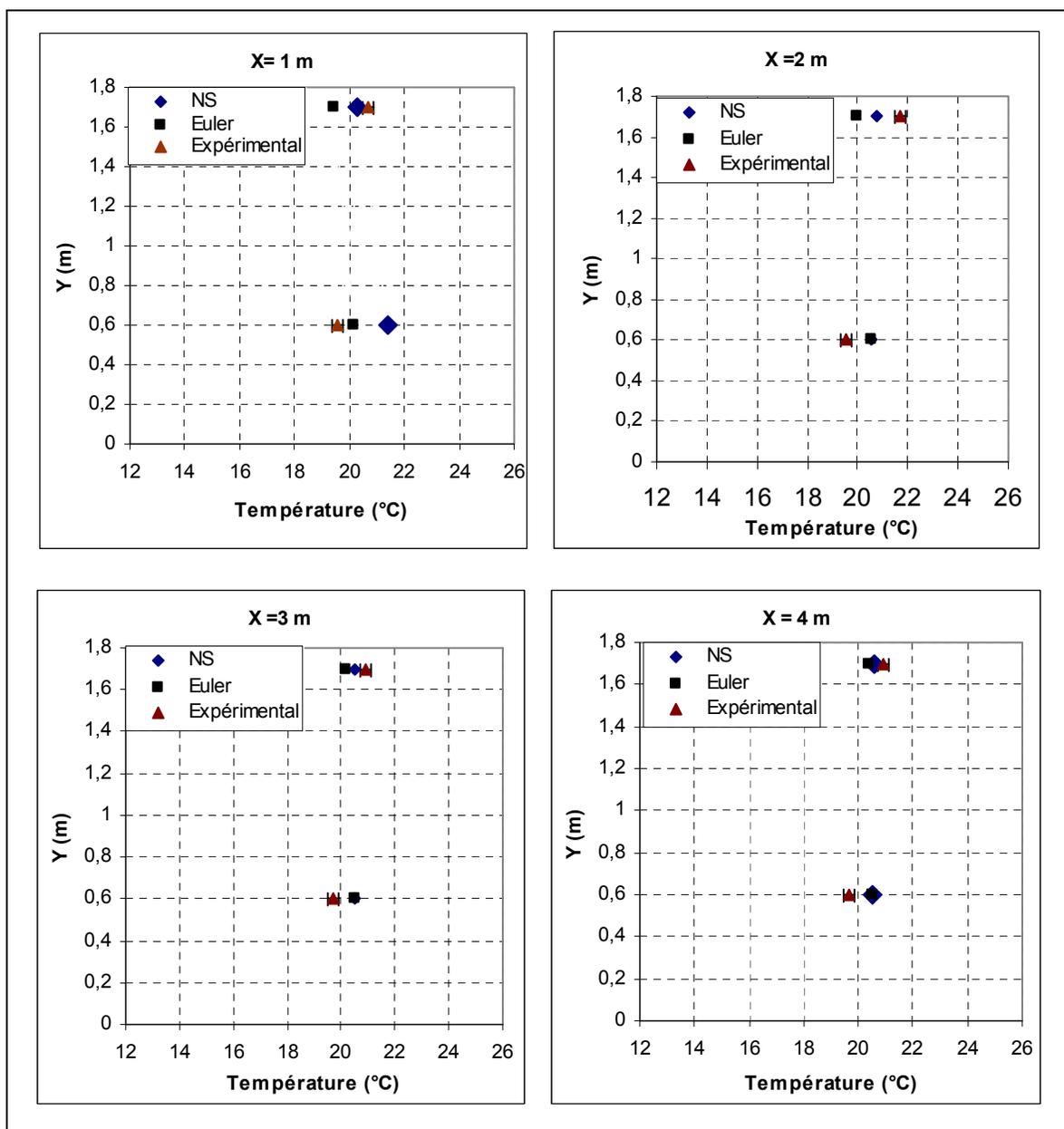


Figure 4.14 Variation de température dans la direction x pour le cas de la ventilation par plancher.

4.2.4 Les indices de confort thermique

Les indices de confort sont présentés pour un individu à un niveau d'activité de 1,1 MET et un habillement de 1,0 CLO. Lors des mesures expérimentales, l'humidité relative mesurée dans la chambre climatique s'est maintenue à 27 %. La température globe noir est de 21,6 °C à 30 cm du mur froid et de 21,7 °C dans toute la pièce.

Les figures 4.15a à 4.15d montrent la variation des indices de confort PMV et PPD du cas de ventilation par le plancher en fonction de la position horizontale pour deux hauteurs verticales soit 0,6 m et 1,7 m. On remarque que le modèle Euler se compare avantageusement aux résultats expérimentaux. Les vitesses d'écoulement sont trop faibles pour que les écarts observés sur la figure 4.13 puissent avoir une influence significative sur les indices de confort. L'écart le plus significatif se trouve à $x=1$ m. Globalement, le PMV varie entre -0,35 et -1 dans la pièce, ce qui correspond à une légère sensation de froid ressentie par les occupants.

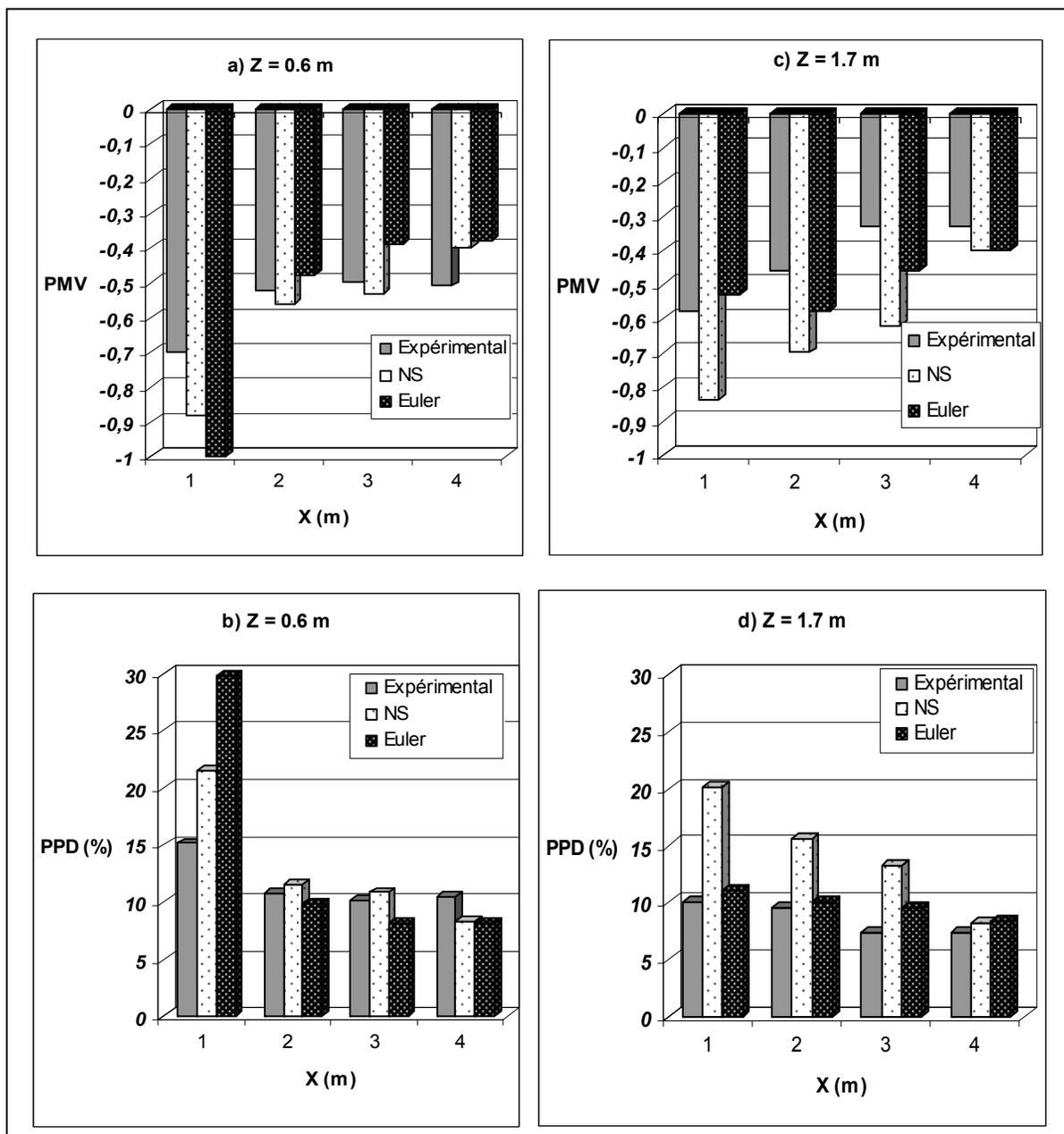


Figure 4.15 Variation des indices PMV et PPD pour le cas 2.

Le tableau 4.6 présente les écarts observés entre les deux modèles numériques et les mesures expérimentales à deux positions verticales soit 0,6 et 1,7 m. On constate que les pourcentages des indices de confort sont assez élevés. Comme on l'a déjà expliqué dans la section 4.1.3, ces indices demeurent des paramètres subjectifs et donc ces différences observées sont

acceptables. Pour être plus explicite, nous avons calculés la moyenne des PMV et PPD dans toute la pièce. Les résultats sont présentés dans le tableau 4.7.

Tableau 4.6 Pourcentages d'écarts des PMV et PPD pour le cas de ventilation par le plancher

		Écarts (%)		
	Indices de confort	Expérimental-NS	Expérimental-Euler	NS-Euler
Z = 0,6 m	PMV	15,20	24,40	14,80
	PPD	19,10	36,90	20,30
Z = 1,7 m	PMV	51,40	23,70	19,90
	PPD	64,10	15,40	27,70

Tableau 4.7 Écarts moyens des PMV et PPD pour le cas de ventilation par le plancher

		Écarts (%)		
Moyenne dans toute la pièce	Indices de confort	Expérimental - NS	Expérimental-Euler	NS-Euler
	PMV	33,30	24,00	17,30
	PPD	41,60	26,10	24,00

Lorsqu'on observe les écarts entre le modèle Euler et le modèle NS, ils nous apparaissent importants. L'écart le plus significatif est observé à $x=1$ m et ce pour les deux modèles numériques. Si on se réfère à la figure 4.10, on constate qu'à $x=1$ m et $z=0,6$ m, la vitesse d'écoulement atteint les 0,6 m/s. Par conséquent, en se rapportant au chapitre 3, section 2.1.2, l'ASHRAE 55 recommande une vitesse optimale ne dépassant pas les 0,5 m/s (critère de confort). Ce qui explique la sensation d'inconfort et les écarts observés à la figure 4.12. Cependant, si on traduit ces différences à l'échelle subjective, on trouve que le pourcentage de 17,35 % n'influe pas la sensation de confort ressentie par l'occupant (légèrement froid)

pour les deux modèles numériques. Pour le PPD, un écart de 24 % représente une différence de seulement trois personnes insatisfaites dans la pièce. On peut conclure que le modèle Euler a pu prédire le confort thermique pour ce cas de ventilation par le plancher.

4.2.5 L'asymétrie radiante et l'indice d'inconfort PD

Le mur froid pour ce cas de ventilation par le plancher a la même température de celle du cas précédent (chauffage par convection) soit 12 °C avec une variation de +/- 0,5 °C. En se référant à l'ASHRAE 55, notre indice d'inconfort PD dû à l'asymétrie radiante est de 12 %, dépassant ainsi la valeur recommandée par cette norme (5 %). Pour le cas de l'asymétrie radiante verticale (tête-cheville), la figure 4.11 présente uniquement les températures pour deux positions verticales (0,6 m et 1,7 m) ce qui nous empêche de quantifier le $\Delta T_{\text{vertical}}$ tête (1,7 m)-cheville (0,1 m). Par contre le $\Delta T_{\text{vertical}}$ entre le 0,6 m et le 1,7 m est globalement inférieur à 1°C.

4.3 Conclusion du chapitre

La distribution de la température et de la vitesse d'écoulement dans la pièce modèle a été prédite adéquatement par le modèle Euler. En le comparant au modèle Navier-Stokes, nous avons constaté des différences notables seulement dans le cas où des gradients de vitesse importants sont présents. Ceci a été observé pour le cas de ventilation par le plancher où les vitesses dépassent les 0,2 m/s dans certaines régions. Pour des vitesses d'écoulements inférieurs à 0,1 m/s, les deux modèles numériques concordent parfaitement bien (chauffage par convection naturelle). De plus, l'utilisation d'un maillage grossier dans le modèle Euler, a permis de faire un gain de 26% en temps de calcul pour cette étude bidimensionnelle. Cependant, l'évaluation de ce temps de calcul n' a pas été effectuée par des logiciels de calcul rigoureux, seulement une comparaison classique des temps de simulation a été faite.

Dans le but d'une meilleure compréhension du comportement de ce modèle intermédiaire, on a effectué une étude tridimensionnelle avec d'autres scénarios. Ce qui va être présenté dans le prochain chapitre.

CHAPITRE 5

RÉSULTATS DE L'ÉTUDE TRIDIMENSIONNELLE

L'étude tridimensionnelle consiste à modéliser les mouvements thermo aérauliques dans la pièce modèle et ce pour deux scénarios : un scénario de chauffage et ventilation par le plancher et un scénario de climatisation par un appareil mobile.

5.1 Chauffage et ventilation par le plancher

Dans ce cas, deux grilles de soufflage situées au plancher soufflent de l'air à une température de 25,4 °C et des vitesses verticales de 1,2 m/s (grille 1) et 1,38 m/s (grille 2) respectivement (Fig. 5.1). Les températures mesurées expérimentalement sur les autres parois de la chambre climatique sont introduites comme conditions aux frontières dans les modèles numériques.

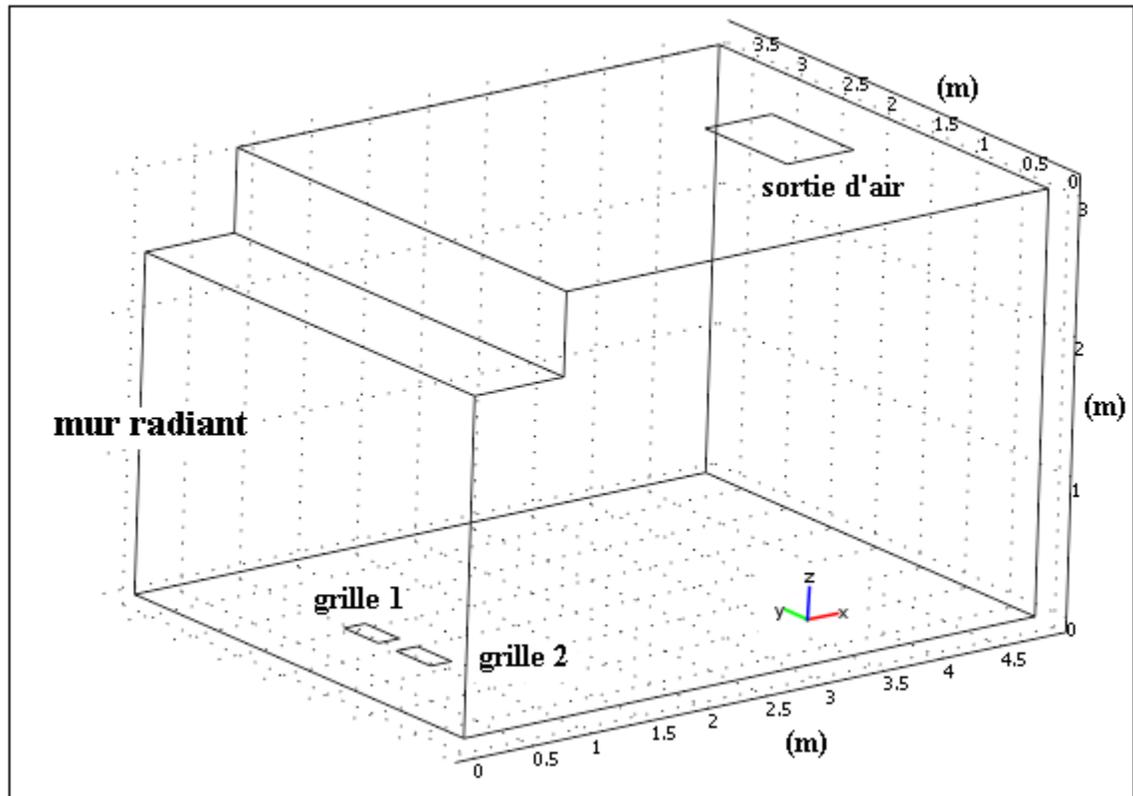


Figure 5.1 Schéma représentatif du cas de chauffage et ventilation par le plancher (3D).

5.1.1 Dimensions et conditions aux limites

Le tableau 5.1 présente les dimensions des ouvertures, ainsi que les conditions frontières imposées dans les modèles Euler et NS.

Tableau 5.1 Dimensions des ouvertures et conditions expérimentales pour le cas de ventilation par le plancher (3D)

	chauffage et ventilation
Entrée d'air	Surface de chaque grille de soufflage = 684 cm ² Grille 1: w=1,20 m/s, T= 25,4 °C , Δx= 18 cm, Δy = 38 cm Grille 2: w = 1,38 m/s, T= 25,4 °C , Δx = 18 cm, Δy = 38 cm
Sortie d'air	Surface: 5187 cm ² , Δx = 57 cm, Δy = 91 cm
Mur radiant	T=12 °C
Autres murs	T=19 °C
Plancher	T=19 °C
Plafond	T=19 °C

5.1.2 Le maillage

Les résultats présentés dans ce chapitre ont été obtenus pour un régime permanent et ils sont indépendants du type de maillage. La figure 5.2 présente le maillage adopté pour les deux modèles numériques. Il est à noter que ces deux maillages sont effectués par deux logiciels distincts (Comsol pour le modèle Euler et Fluent pour le modèle visqueux). On constate que le maillage du modèle Euler est assez grossier (932 nœuds) si on le compare à celui du modèle visqueux (22769 nœuds) (voir figure 5.3). Ce maillage grossier est utilisé dans tout le domaine de la pièce sauf au niveau des bouches de soufflage et d'extraction où le maillage est beaucoup plus fin. Cependant, l'utilisation d'un maillage plus grossier (modèle Euler) pour ce cas tridimensionnel par rapport à l'étude bidimensionnelle est due aux limites de mémoire vive de l'ordinateur sur lequel les simulations ont été effectuées.

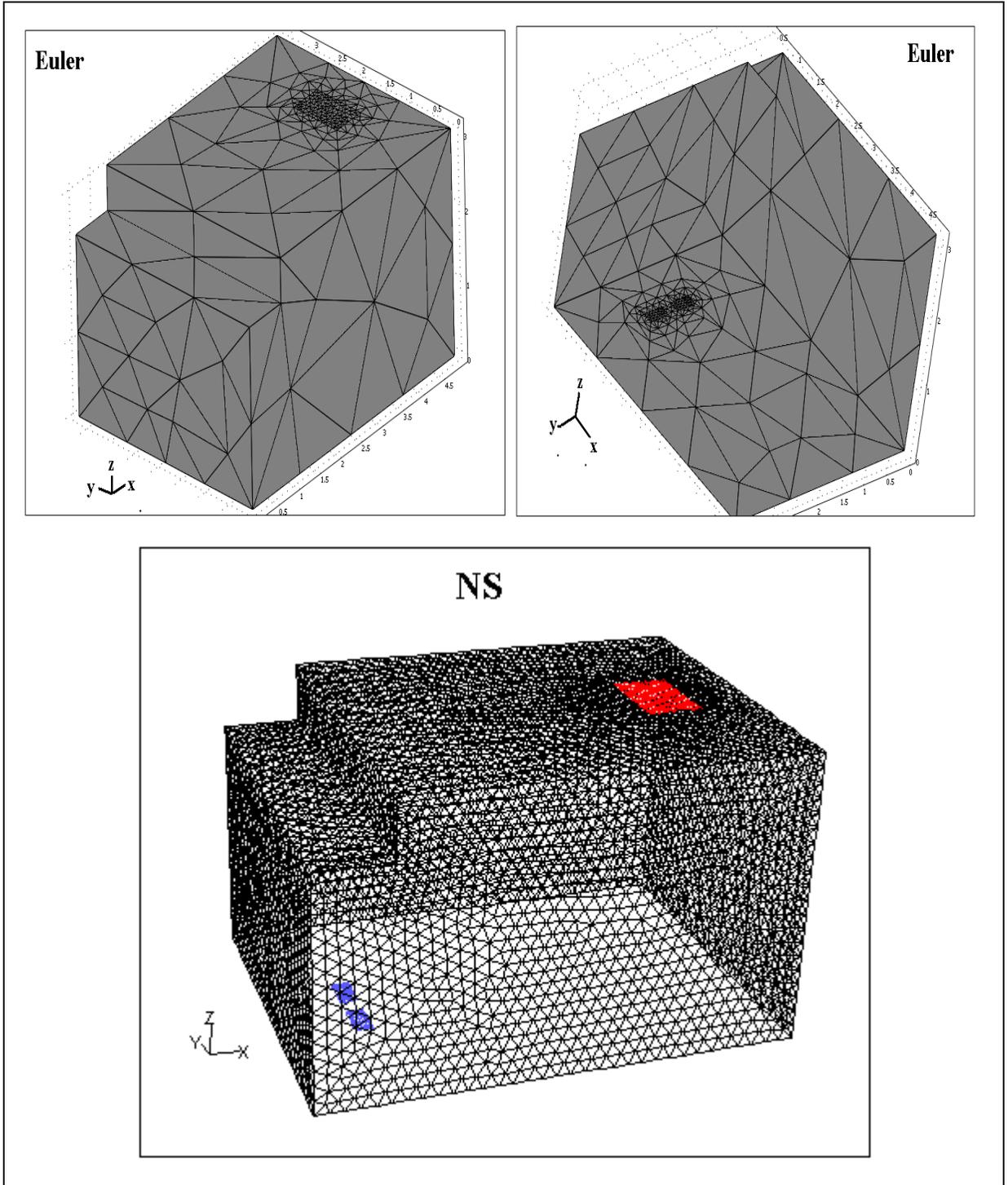


Figure 5.2 Maillage pour le cas de chauffage et ventilation par le plancher.

5.1.3 Profils de vitesses et de températures

5.1.3.1 Vecteurs vitesses et lignes de courant

La figure 5.3 représente les vecteurs vitesses obtenus du modèle Euler. On constate qu'aucune zone de recirculation d'air n'est observée dans toute la pièce. L'absence de la viscosité dans les équations d'Euler conduit à ce que la trajectoire de l'écoulement se fait beaucoup plus librement (pas de forces de frottements). Par conséquent, aucun mouvement tourbillonnaire n'est observé et ce dans toute la pièce. Contrairement à ce qu'on a constaté pour le modèle Euler, le modèle Navier-Stokes présente un écoulement turbulent près du mur radiant et des bouches de soufflage ($Re = 2,34 \times 10^4 > 2300$ basé sur la formule du diamètre

hydraulique $D_h = \frac{4A_{grille}}{P_{grille}}$ où A_{grille} est la surface de la grille et P_{grille} est le périmètre). Ce qui

va certainement avoir une influence sur la distribution des vitesses d'écoulement et des températures dans la pièce.

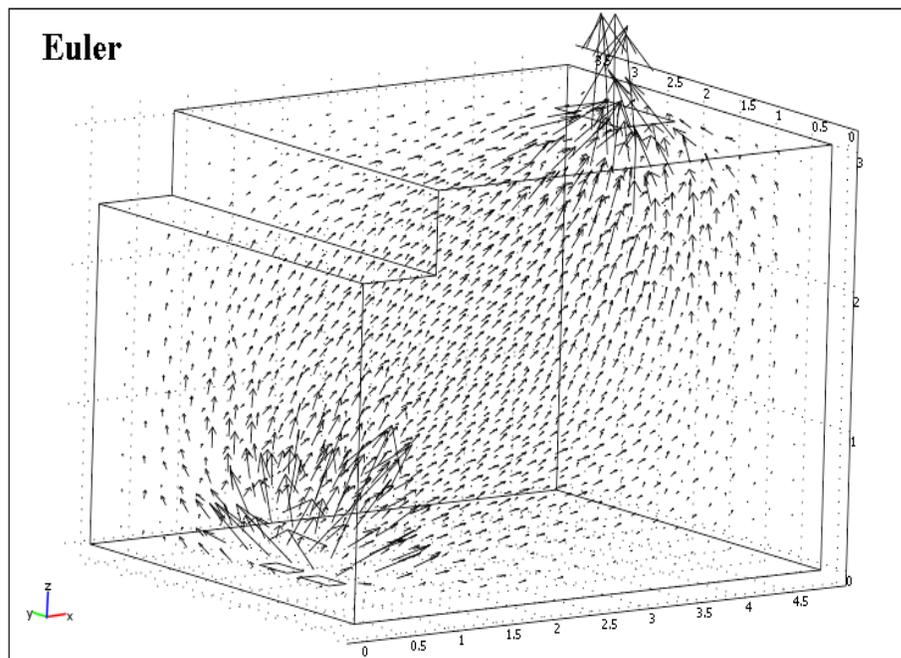


Figure 5.3 Vecteurs vitesses du modèle Euler.

Les figures 5.4a à 5.4d présentent les vitesses d'écoulement (module de vitesse $V = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$) en fonction de la hauteur dans la chambre climatique pour 4 positions horizontales mesurées à partir du mur radiant. Les résultats numériques sont comparés aux mesures expérimentales prises dans le plan $y = 1,83$ m (figure 5.1). À une distance de 1 mètre du mur radiant ($x=1$ m), on constate que la vitesse d'écoulement d'air est plus importantes que dans le reste de la pièce. Ceci s'explique par le mouvement de convection naturelle causé par le mur radiant et la proximité des bouches de soufflage. Tel qu'indiqué sur la figure 5.4a, des vitesses de l'ordre de 40 cm/s ont été mesurées dans cette zone. Dans ce cas, on constate des écarts plus significatifs entre les mesures expérimentales et le modèle Euler où ce dernier sous estime les vitesses dans la zone caractérisée par des mouvements convectifs importants. Par contre, le modèle Navier-Stokes suit bien les mesures expérimentales. En s'éloignant de la paroi froide et des bouches de soufflage, l'écoulement s'estompe considérablement et les vitesses deviennent très faibles. Nous constatons ainsi que les vitesses obtenues du modèle Euler concordent avec les résultats expérimentaux et suivent la même tendance que le modèle NS. Les vitesses sont de l'ordre de 10 cm/s. Mentionons que des vitesses d'écoulement inférieures à 10 cm/s n'ont pas d'influence significative sur les indices de confort thermique.

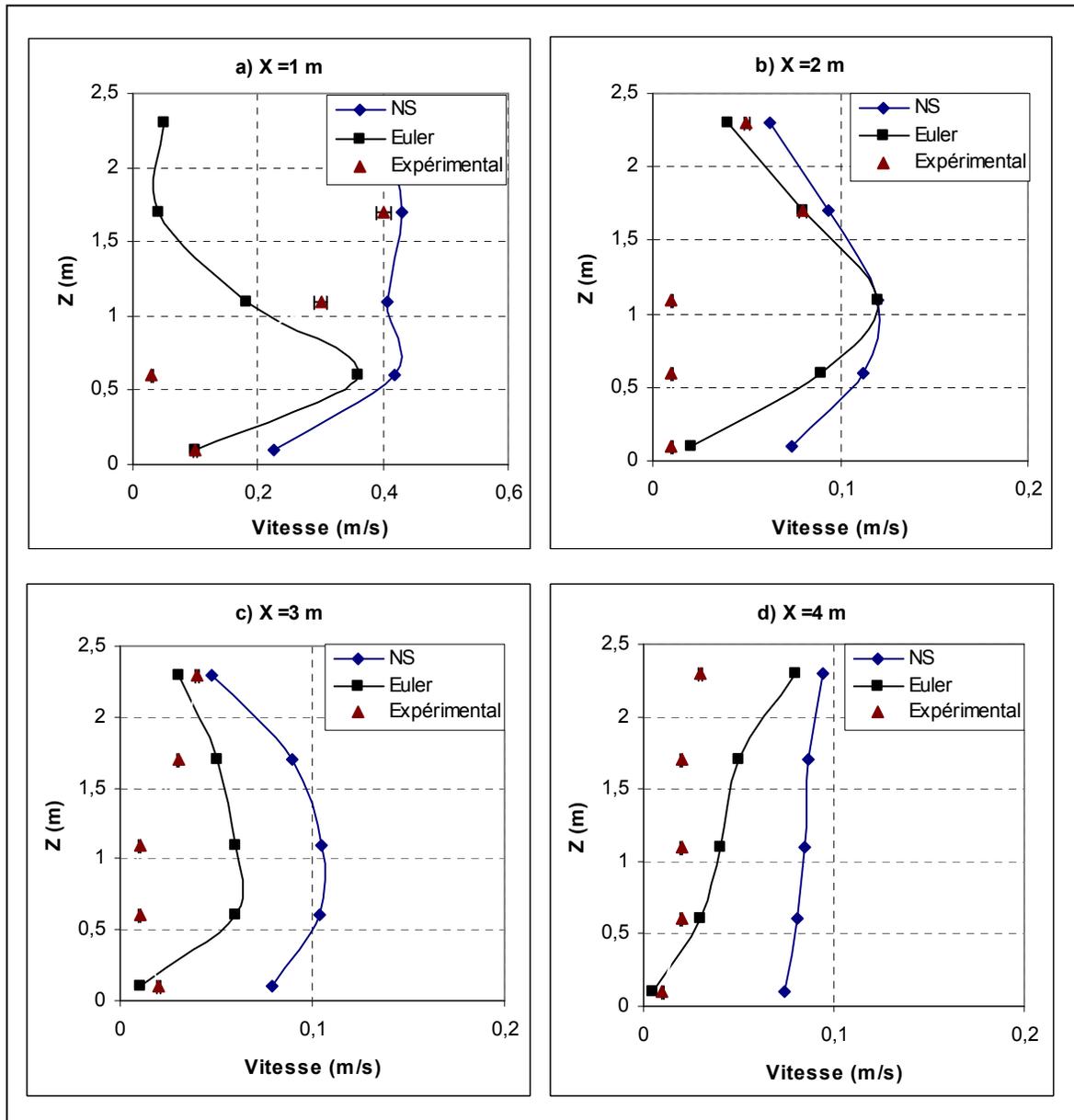


Figure 5.4 Distribution de la vitesse d'écoulement en fonction de la hauteur ($y = 1,83$ m).

5.1.3.2 Températures

Les variations de température en fonction de la hauteur pour quatre positions horizontales sont présentées aux figures 5.5a à 5.5d. Les vitesses d'écoulement observées dans la figure 5.4 pour le modèle Euler ont eu une influence sur la distribution de la température

spécifiquement à $x = 1$ m. Les températures obtenues du modèle NS sont en moyenne $1,5$ °C plus élevée que celles obtenues par le modèle Euler, bien que les mêmes tendances soient observées. La nature de l'écoulement du modèle Euler a fait en sorte que le mélange entre l'air de soufflage et l'air de la pièce se fait moins efficacement à cause de l'absence de la diffusion dans le modèle non visqueux. Étant donné que les équations d'Euler contiennent seulement les termes de convection, ce modèle non visqueux est donc incapable de modéliser ni les couches limites, ni la turbulence, ce qui explique l'écoulement observé dans la figure 5.4. En se référant à la figure 5.4a, on constate qu'à $z = 1$ m la vitesse de l'écoulement obtenue par Euler chute rapidement. Ceci est cohérent avec la figure 5.3. Les vecteurs vitesses divergent les uns des autres dès leur sortie des bouches de soufflage. Étant donné que le code Euler ne tiens pas compte des termes de diffusion, la seule explication provient du maillage relativement grossier qui génère énormément de diffusion « artificielle » ou diffusion numérique. Raffiner d'avantage le maillage n'est pas l'objectif visé par cette étude où le but est d'utiliser un maillage aussi grossier que possible.

Sur la figure 5.5a, on voit que la dispersion de l'air chaud (pour Euler) fait en sorte que l'influence du jet est diminué dès $Z=0,5$ m (la température diminue). Les écarts entre les mesures expérimentales et le modèle Euler sont de l'ordre de 1 °C. Ces écarts n'ont pas une grande influence sur les indices de confort.

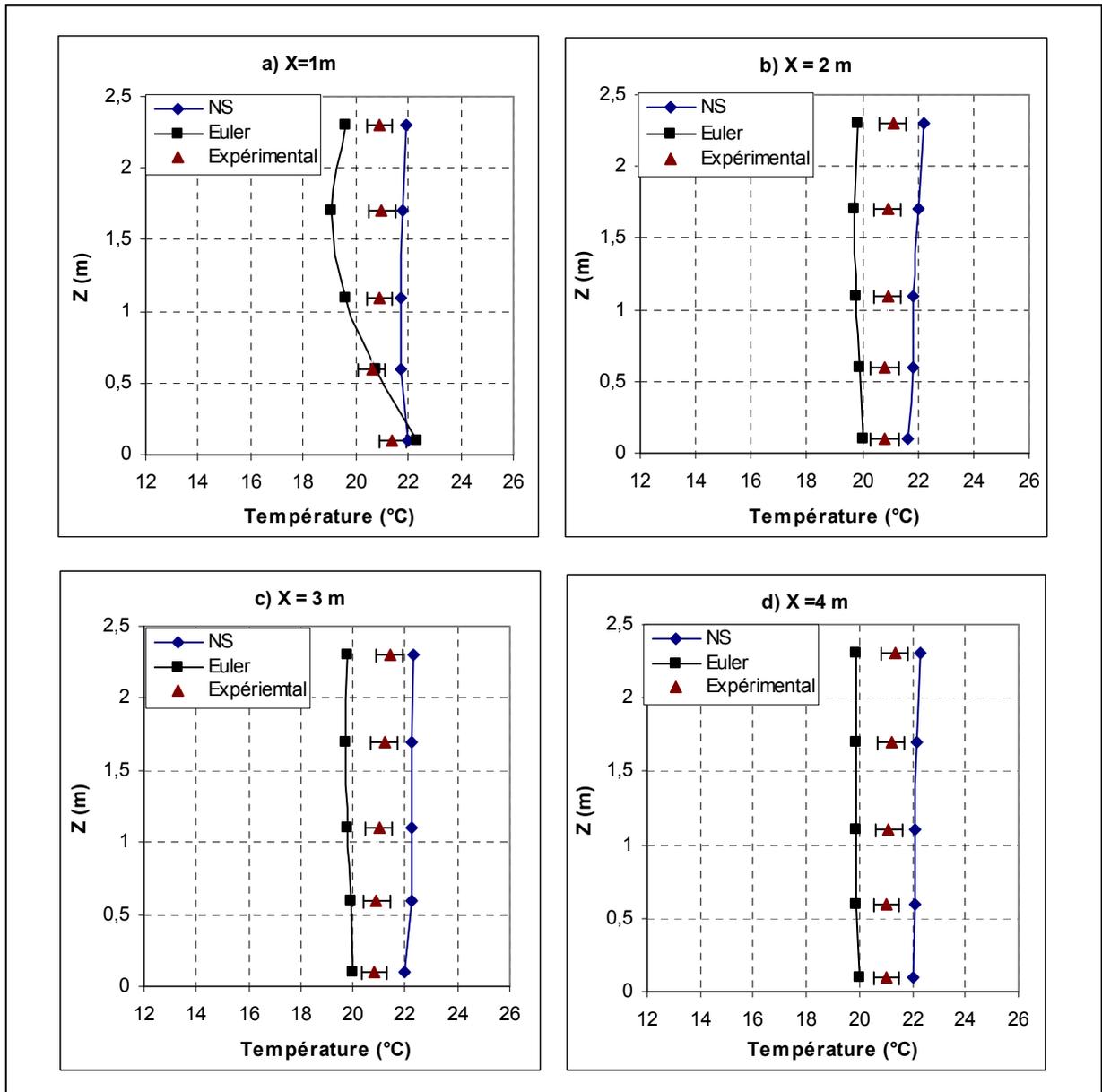


Figure 5.5 Distribution de la température en fonction de la hauteur ($y=1,83$ m).

Des mesures supplémentaires de vitesse et de température ont été effectuées près du mur radiant et à la grille d'extraction placée au plafond. Les résultats sont présentés dans le tableau 5.2. En comparant les vitesses d'écoulements, on constate que le modèle Euler se compare avantageusement aux mesures expérimentales par rapport au modèle NS. Par contre, des températures assez faibles sont observées au niveau des mesures expérimentales.

La seule explication peut être attribuée au fait que les thermocouples placés près du mur radiant affichent des températures plus faible que la température ambiante réelle. Dans ce cas, l'effet de la radiation en est la principale cause.

Tableau 5.2 Mesures supplémentaires des vitesses et des températures pour le cas 3D ventilation

	Vitesse (m/s)	Température sèche (°C)	Température humide (°C)	Température globe noir (°C)
À x =0,30m des panneaux radiants, z = 0,3 m	0,25 (Exp) 0,32 (Euler) 0,4 (NS)	18,80 (Exp) 19,3 (Euler) 22 (NS)	10,40	-
À la sortie placée au plafond	0,22 (Exp) 0,17 (Euler) 0,4 (NS)	21,70 (Exp) 19,04 (Euler) 23 (NS)	11,80	-
x = 2,44 m, z = 1,7 m	-	-	-	21,80

5.1.4 Les indices de confort thermique

La distribution des indices de confort locaux PMV et PPD dans la pièce modèle sont présentés aux figures 5.6 et 5.7. Ces indices de confort ont été calculés pour un individu à un niveau d'activité de 1,1 MET et un habillement de 1,0 CLO. Lors des mesures expérimentales, l'humidité relative mesurée dans la pièce était de 27,3%. Globalement, les indices de confort thermique des approches Euler et Navier-Stokes se comparent avantageusement aux résultats expérimentaux. Les écarts les plus marquants sont observés pour le modèle Euler où ce dernier a tendance à surestimer l'inconfort thermique. Cette observation est une conséquence des écarts de température observés sur la figure 5.5.

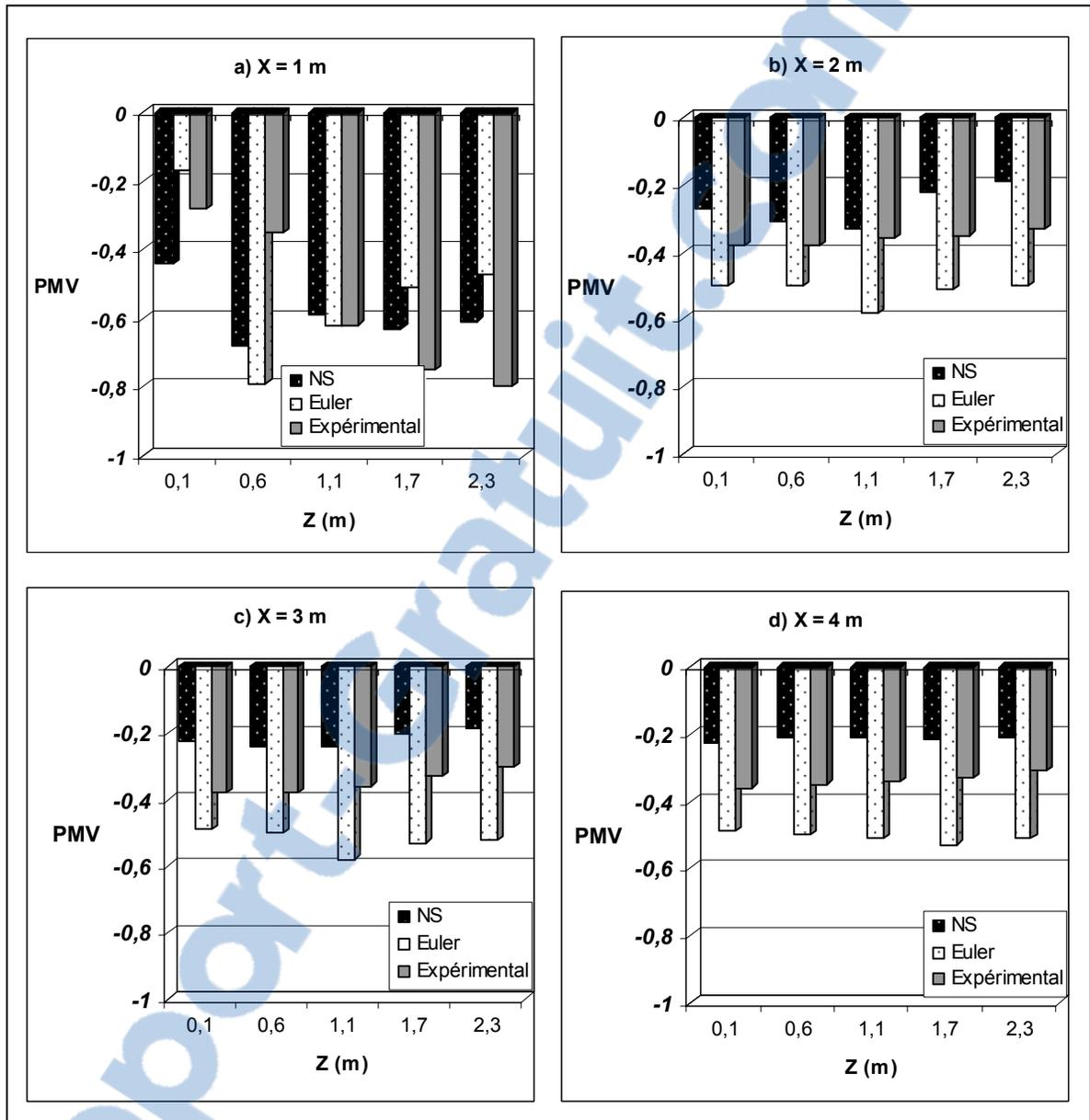


Figure 5.6 Indice PMV en fonction de la hauteur ($y=1,83$ m).

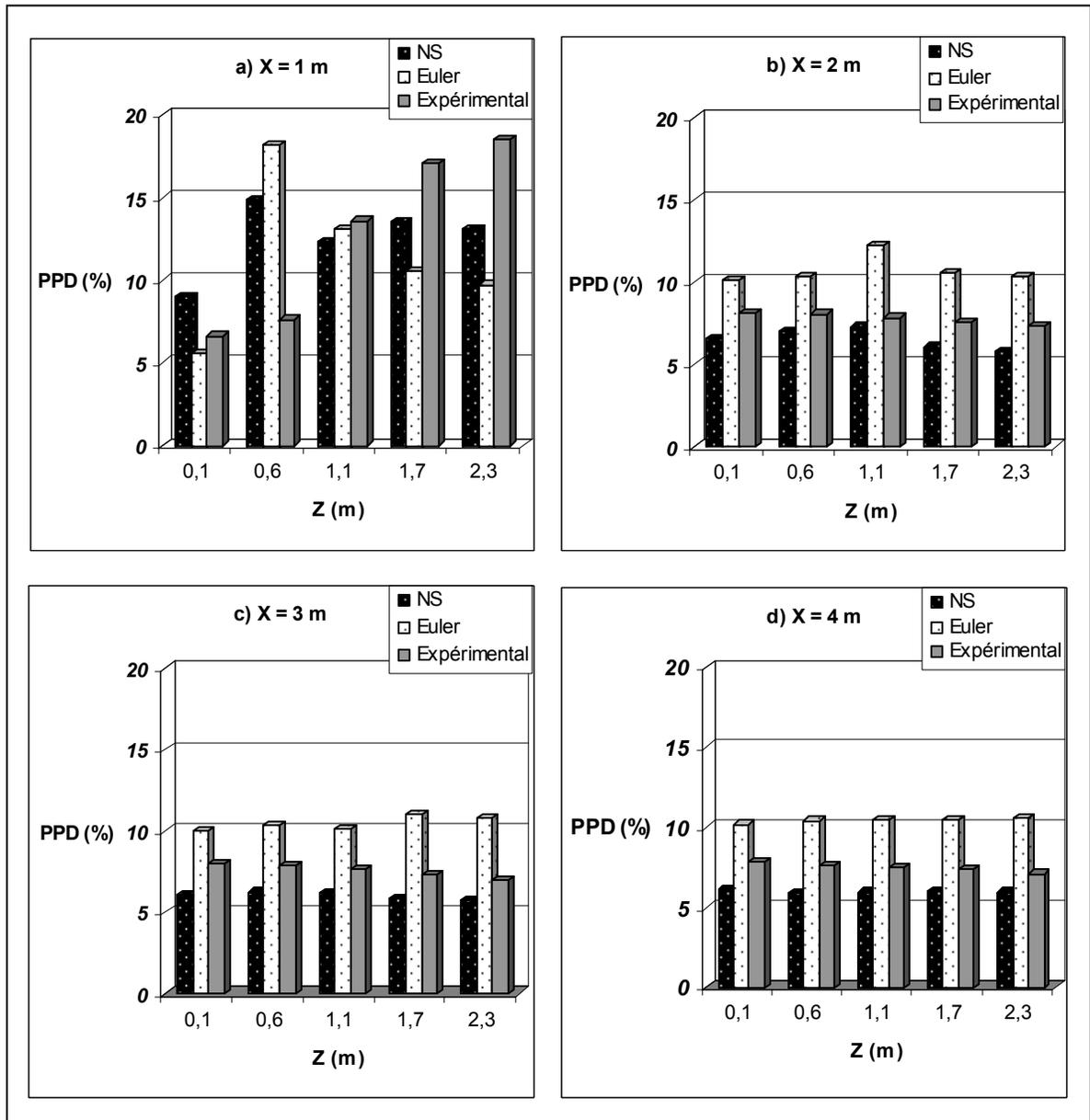


Figure 5.7 Indice PPD en fonction de la hauteur ($y=1,83$ m).

L'un des objectifs de cette étude est l'évaluation du confort thermique global dans la pièce modèle. Le tableau 5.3, représente les indices de confort moyennés selon la hauteur pour les quatre positions horizontales ($x = 1, 2, 3$ et 4 m). Les indices de confort thermique globaux dans la pièce modèle sont obtenus en faisant une moyenne des indices de confort à tout les points de mesure. Les indices PMV et PPD globaux obtenus sont très comparables. S'il y a 10 personnes qui sont insatisfaites selon les résultats du modèle non visqueux, le modèle

visqueux prédit seulement 7 personnes d'insatisfaites. De plus, le modèle Euler se compare bien aux résultats expérimentaux pour ce cas de ventilation par le plancher. Ces chiffres obtenus peuvent être différents selon le scénario et les conditions imposées dans la pièce.

Tableau 5.3 Indices de confort thermique moyens et globaux

	Indices moyens								Indices globaux	
	x= 1 m		x= 2 m		x =3 m		x = 4 m		PMV	PPD
	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD		
Euler	-0,59	12,91	-0,49	9,48	-0,48	9,81	-0,47	9,59	-0,50	10,45
NS	-0,55	11,52	-0,20	7,31	-0,15	5,54	-0,16	5,54	-0,26	7,47
Expérimental	-0,48	10,57	-0,30	9,07	-0,25	6,98	-0,28	6,63	-0,33	8,31

5.2 Climatisation

Ce scénario de climatisation est obtenu en alimentant le mur radiant en eau chaude de façon à obtenir une température de surface moyenne de 31,7 °C. Le refroidissement est assuré par une unité mobile de climatisation de dimension 0,44 m × 0,35 m et d'une hauteur de 0,78 m. Cette unité est placée dans la pièce modèle à x = 2,8 m, y = 2,58 m, z = 0. L'air frais est soufflé à une température de 16,2 °C à partir d'une grille de soufflage, incorporée dans le climatiseur et ayant une surface de 140 cm² (Fig. 5.8).

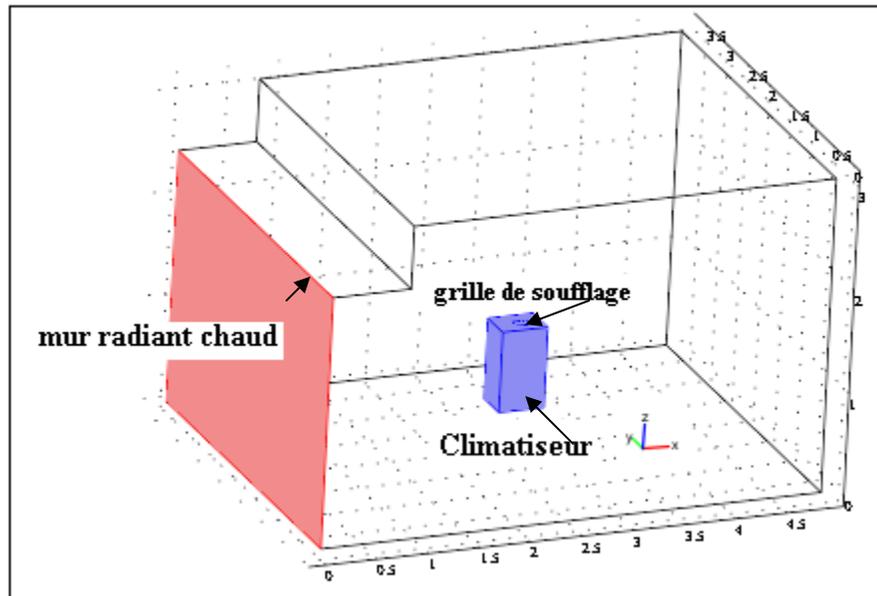


Figure 5.8 Schéma représentatif de la pièce modèle pour le cas de climatisation.

5.2.1 Dimensions et conditions aux limites

Trois thermocouples ont été placés sur le mur radiant pour déterminer sa température moyenne et les autres thermocouples ont été placés sur les autres parois de la chambre climatiques. Ces températures mesurées ont été introduites dans les deux codes numériques NS et Euler comme conditions aux limites. Le tableau 5.4 indique les dimensions et les conditions aux limites utilisées.

Tableau 5.4 Dimensions et conditions aux limites

	Climatisation
Entrée d'air	Surface de la grille de soufflage = 140 cm ² w=10,5 m/s, T=16,2 °C, Δx= 14 cm, Δy = 10 cm
Mur radiant	T=31,6 °C
Autres murs	T=21,5 °C
Plancher	T=21,0 °C
Plafond	T=21,5 °C

La température globe noir à différents endroits de la pièce modèle a également été mesurée afin d'évaluer la température radiante moyenne (nécessaire pour le calcul des PMV et PPD). Les résultats des mesures sont présentés dans le tableau 5.5.

Tableau 5.5 Mesures de la température globe noir pour le cas de climatisation

Positions	Température globe noir (T_g)
x = 40 cm, y = 1,83 m, z = 1,5 m	24,7 °C
x = 91 cm, y = 1,83 m, z = 1,5 m	24,4 °C
x = 1,22 m, y = 1,83 m, z = 1,5 m	23,1 °C
x = 2,44 m, y = 1,83 m, z = 1,5 m	23,2 °C

La figure 5.9 présente la disposition des quatre tiges placées dans la pièce modèle pour la mesure des vitesses et des températures et ce pour deux positions dans la direction x, deux positions dans la direction y et cinq positions en hauteur (z).

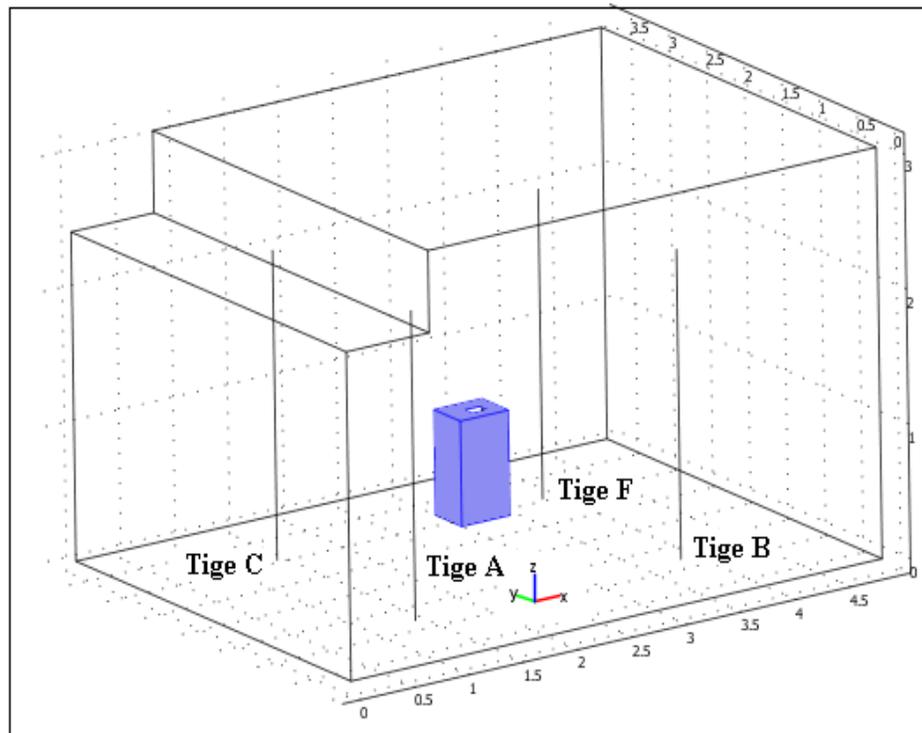


Figure 5.9 Disposition des tiges dans la pièce modèle.

5.2.1.1 Le maillage

Un maillage non structuré est aussi utilisé pour ce cas de climatisation. Pour le modèle Euler, un maillage grossier (2511 éléments) est utilisé pour modéliser les mouvements thermo-aérauliques. Par contre pour le modèle visqueux, un maillage plus fin (8174 éléments) supérieur de 3,25 fois que le modèle non visqueux est utilisé, tel qu'illustré dans la figure 5.10.

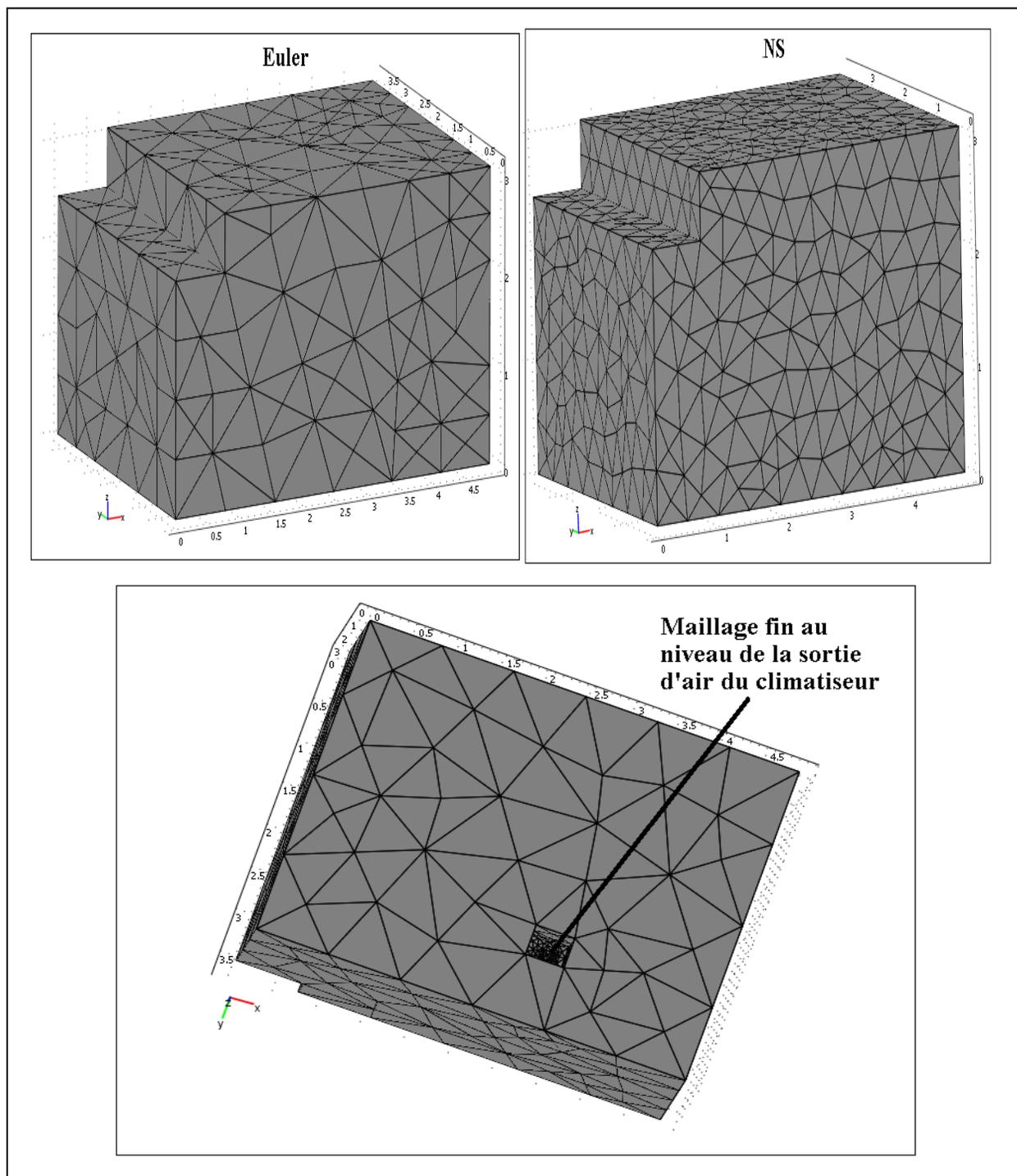


Figure 5.10 Maillage utilisé pour le cas de climatisation.

5.2.2 Profils de vitesses et de températures

5.2.2.1 Les vitesses d'écoulements

Dans ce cas de climatisation, on constate un bon mouvement convectif au sein de la pièce modèle. Ceci est dû aux gradients importants de températures entre le mur radiant (température élevée) et l'ambiance, ainsi que la température de soufflage provenant de l'unité de climatisation (température basse). Ce mouvement convectif est caractérisé clairement par le modèle Euler dans la figure 5.11.

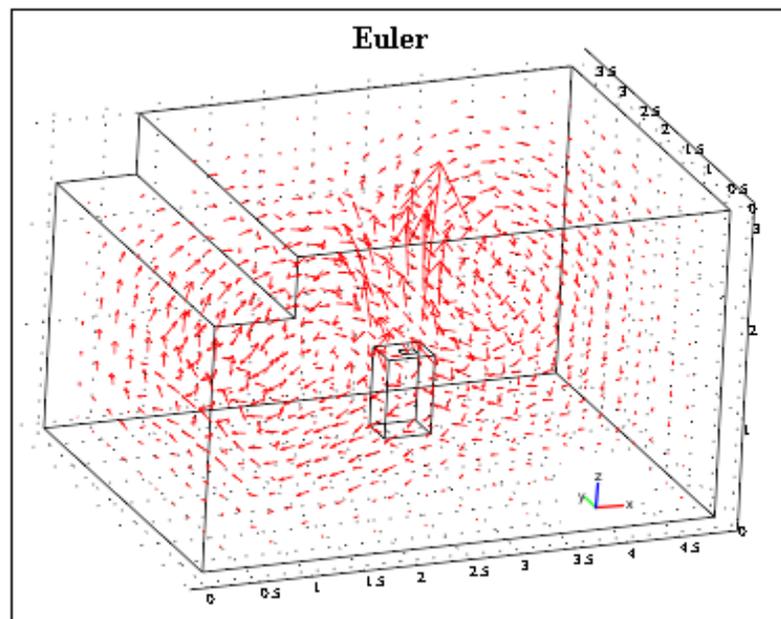


Figure 5.11 Vecteurs de vitesses dans la pièce modèle pour le cas Euler.

La figure 5.12 compare les vitesses d'écoulement mesurées dans la pièce modèle aux résultats numériques. On remarque une différence notable entre les modèles numériques Euler et Navier-Stokes et ce pour les différentes positions des tiges. Cependant, les vitesses de l'air observées dans toute la pièce sont tellement faibles, inférieures à 0,2 m/s, qu'on pourrait relativement négliger ces différences. D'après l'ASHRAE 55, le confort aéralique optimal est atteint pour des vitesses inférieures à 0,5 m/s. Alors, dans ce cas de climatisation, le confort aéralique est atteint malgré les différences des vitesses observées. Cependant, on

constate que le modèle Euler se conduit d'une manière quasi semblable avec les mesures expérimentales pour la tige F en le comparant au modèle NS.

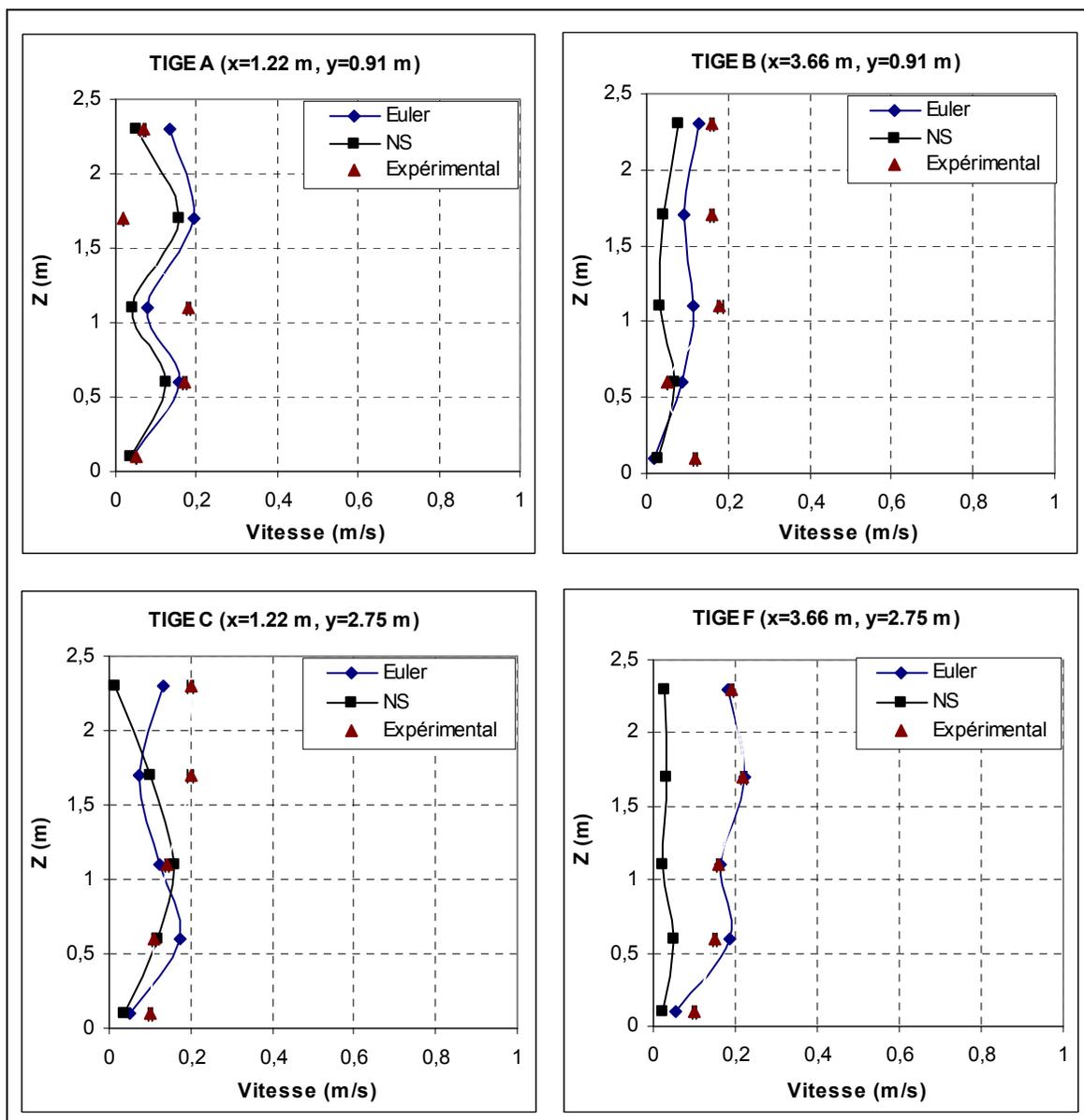


Figure 5.12 Distribution des vitesses d'écoulement pour le cas de climatisation.

5.2.2.2 Températures

Concernant la distribution de la température, la comparaison des résultats numériques obtenus est très satisfaisante (figure 5.13). En effet, le modèle Euler coïncide bien avec le modèle Navier-Stokes. Un écart maximal de seulement de 0,1 °C est observé entre ces deux modèles numériques. Ils se comparent aussi parfaitement bien avec les mesures expérimentales, sauf pour les tiges A et C. En se rapportant à la figure 5.9, on remarque que ces tiges sont placées près du mur radiant. Les températures obtenues expérimentalement devront être plus élevées dans cette partie de la pièce due au rayonnement provenant du mur radiant. Ces températures basses peuvent être causées par la faible sensibilité des thermocouples au rayonnement. Il est important de souligner que les thermocouples sont destinés à mesurer une température due à un mouvement convectif et non pas due au rayonnement. Le rayonnement près de la paroi chaude est assez important, ce qui a conduit à une sous-estimation de la température lue par les thermocouples dans cette région de la pièce (tige A et C). Dans cette thèse, la température radiante n'a pas été mesurée par les thermocouples mais elle a été calculée à partir de la température globe noir mesurée expérimentalement. Ce qui explique les résultats expérimentaux observés à la figure 5.13. De plus, l'aspect numérique peut aussi avoir une conséquence sur les températures. La modélisation des conditions de soufflage et de l'orientation de ce dernier peut expliquer aussi ces résultats. Par contre à $z= 2,3$ m, les mesures expérimentales concordent bien avec les résultats numériques.

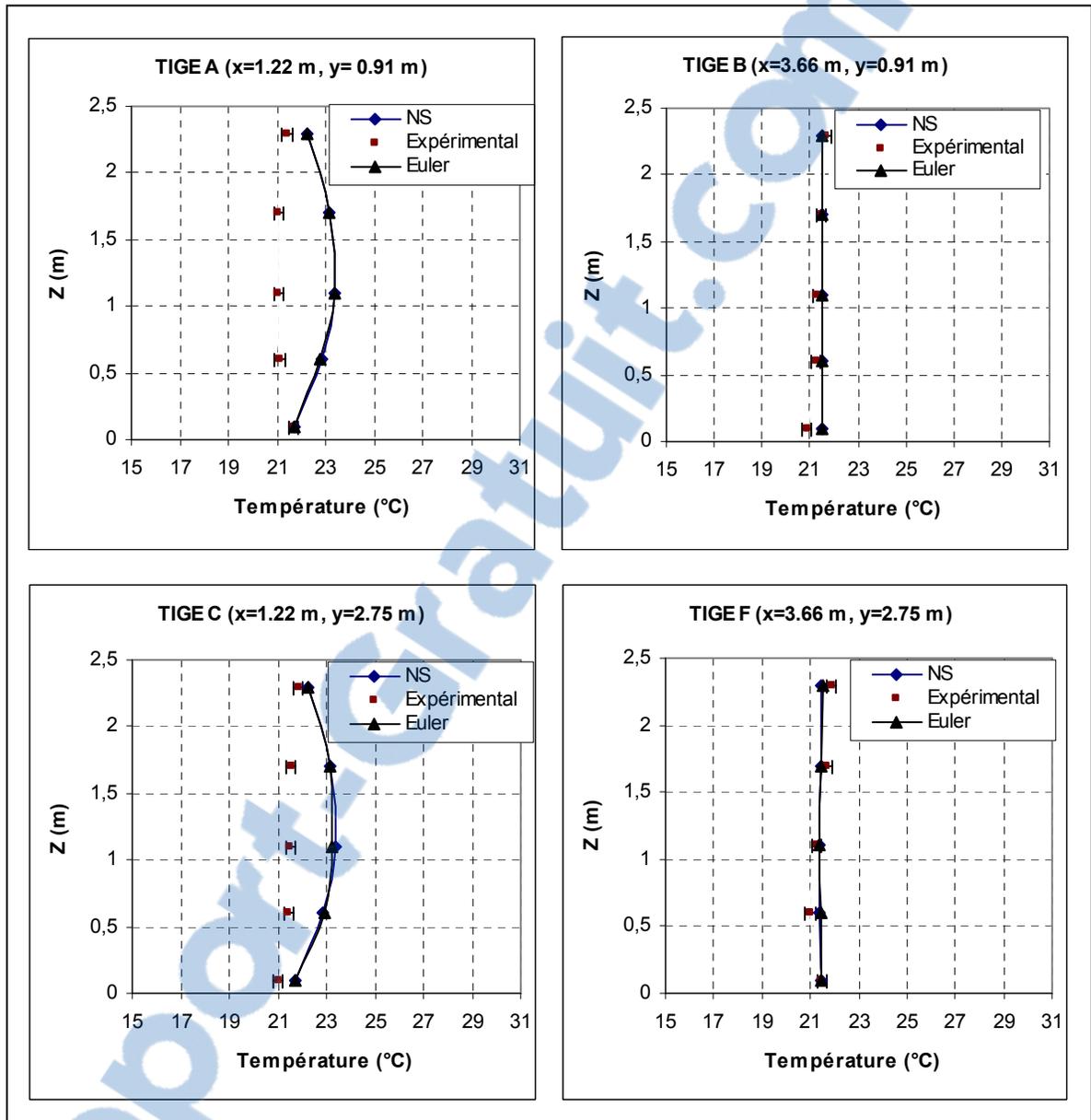


Figure 5.13 Distribution des températures pour le cas de climatisation.

5.2.2.3 Indices de confort thermique

Les indices de confort thermique pour ce cas de climatisation ont été calculés pour un individu à un niveau d'activité de 1,1 MET et un habillement de 1,0 CLO. Lors des mesures expérimentales, l'humidité relative mesurée dans la pièce était de l'ordre de 37,4%.

Les figures 5.14 et 5.15 présente la distribution des indices de confort locaux PMV et PPD à différentes hauteurs de la pièce. On constate, en premier lieu, que les deux modèles numériques coïncident parfaitement au niveau des quatre tiges. Cependant, des écarts importants entre les deux modèles numériques et les mesures expérimentales sont observés pour les deux tiges A et C. Ces écarts sont dus aux différences des températures observées à la figure 5.13. Ces différences ont eu une influence directe sur l'évaluation du confort thermique. Cependant, on constate malgré ces écarts, les PMV sont de l'ordre de -0,4 qui correspondent à la zone de confort recommandée par la norme ASHRAE 55 sur le confort thermique.

Cependant, l'un des objectifs de cette étude est l'évaluation du confort thermique global dans la pièce modèle. Le tableau 5.6, représente en premier lieu les indices de confort moyennés selon la hauteur pour les quatre tiges. En second lieu, Les indices de confort thermique globaux dans la pièce modèle sont obtenus en faisant une moyenne des indices de confort à tout les points de mesure.

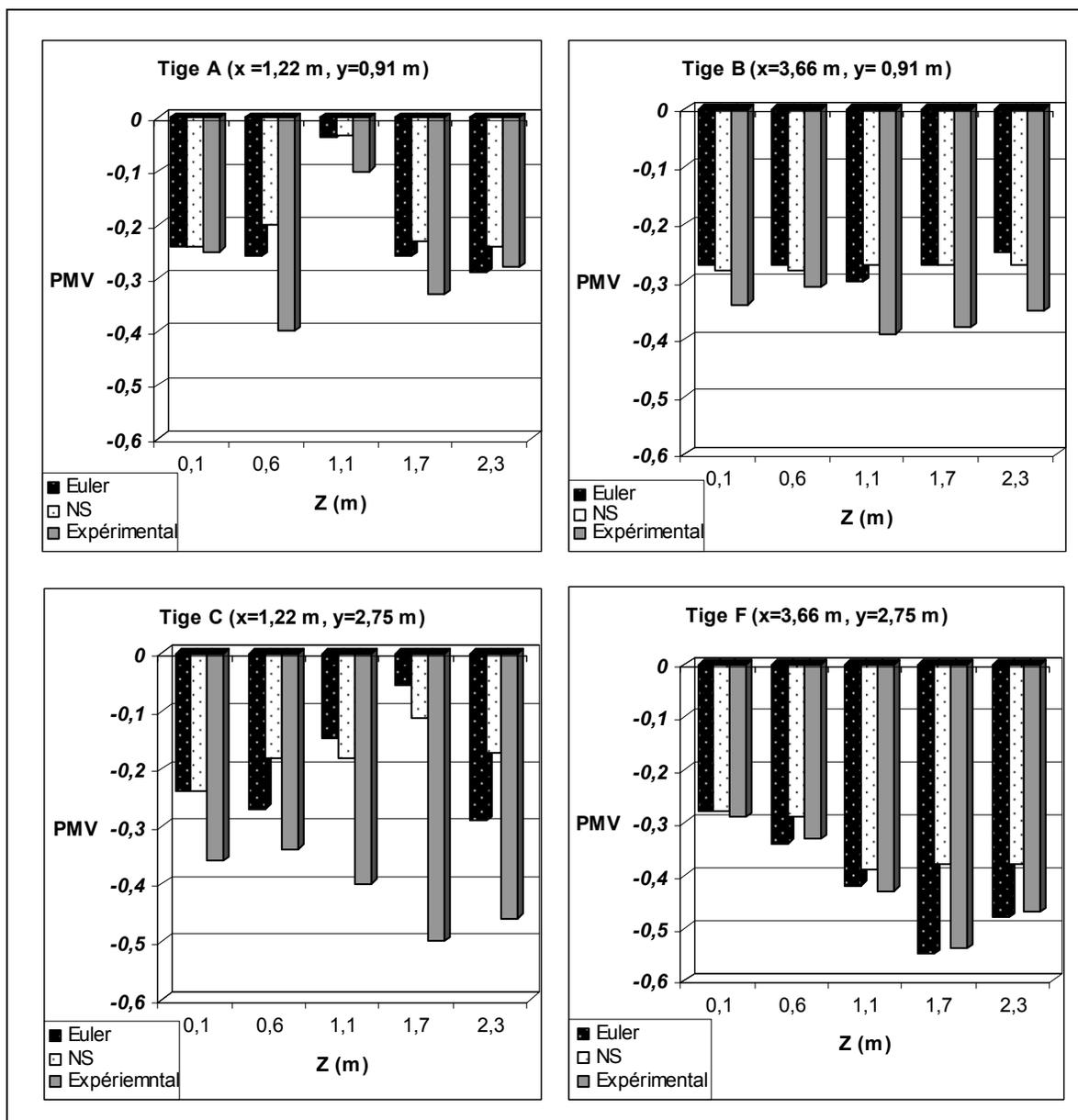


Figure 5.14 Distribution de l'indice de confort PMV pour le cas de climatisation.



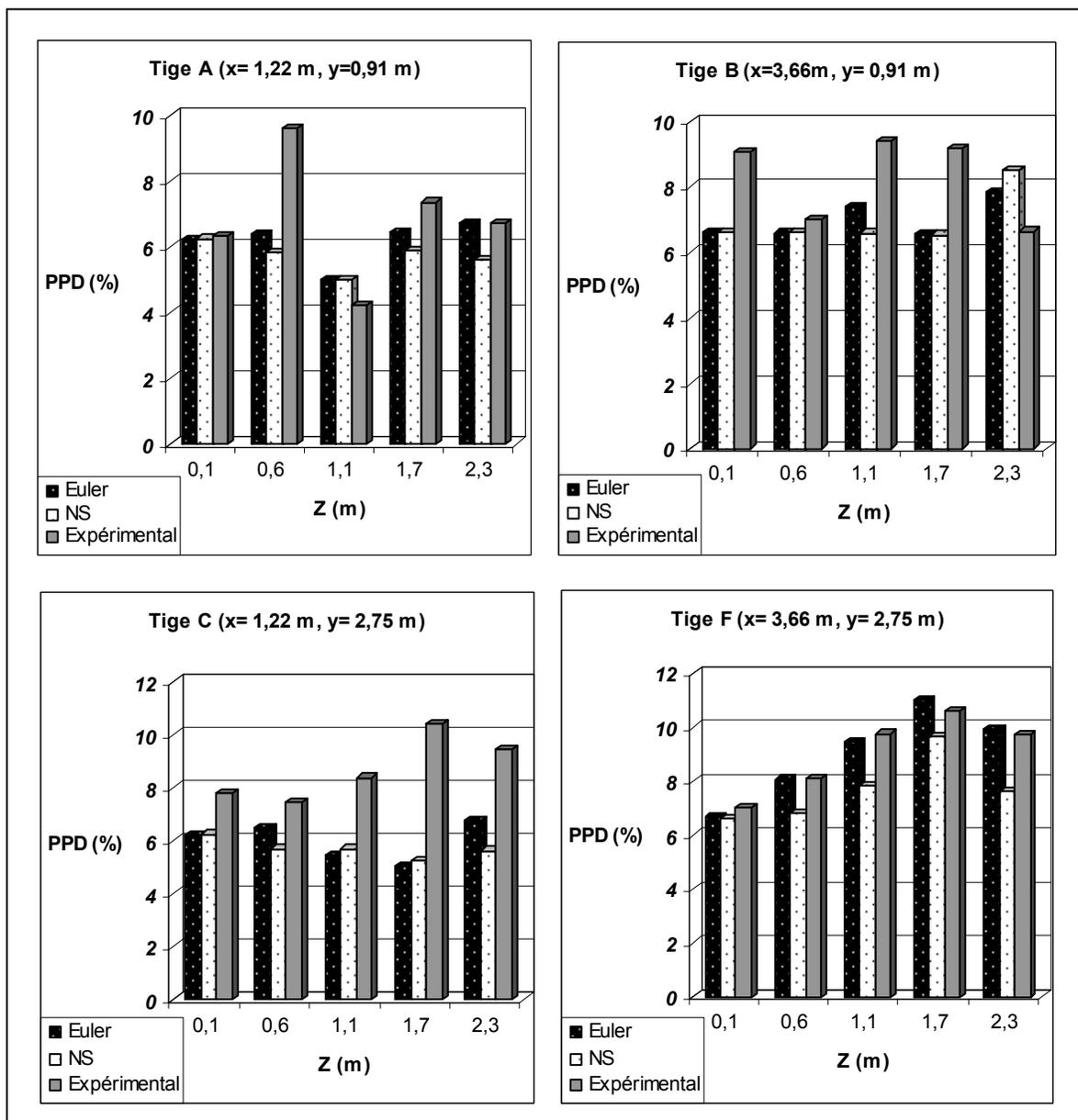


Figure 5.15 Distribution de l'indice de confort PPD pour le cas de climatisation.

Tableau 5.6 Calcul des indices de confort moyens et globaux pour le cas de climatisation

	Indices moyens								Indices globaux	
	Tige A		Tige B		Tige C		Tige F			
	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD
Euler	-0,21	6,16	-0,30	7,00	-0,20	6,00	-0,46	9,80	-0,29	7,24
NS	-0,17	5,72	-0,27	6,56	-0,14	5,70	-0,28	6,71	-0,21	6,17
Expérimental	-0,22	8,44	-0,42	8,86	-0,41	8,70	-0,44	9,32	-0,37	8,82

On constate dans le tableau ci-dessus que malgré les écarts observés entre les deux modèles numériques et les mesures expérimentales pour la distribution des PMV et PPD locaux, les indices se comparent bien lorsqu'il s'agit d'évaluer le confort thermique global régnant dans la pièce modèle. On remarque des PMV qui varient entre -0,21 et -0,37 et des PPD inférieurs à 10% (zone de confort) et qui sont conforme à l'ASHRAE 55.

5.3 Conclusion du chapitre

Les résultats issus de cette étude tridimensionnelle sont assez satisfaisants. Le modèle Euler a pu prédire adéquatement le confort thermique global dans la pièce modèle et ce pour les deux scénarios étudiés : la ventilation par le plancher et la climatisation. Globalement, les écarts de vitesses, de températures et des indices de confort observés entre ce modèle visqueux et le modèle non visqueux sont faibles. Le modèle Euler se compare même avantageusement aux mesures expérimentales par rapport au modèle NS dans certaines situations (cas de la climatisation). De plus, l'absence du terme de diffusion dans les équations d'Euler et l'utilisation d'un maillage grossier, nous a permis de faire un gain de calcul de 34% en le comparant au modèle de Navier-Stokes.

CHAPITRE 6

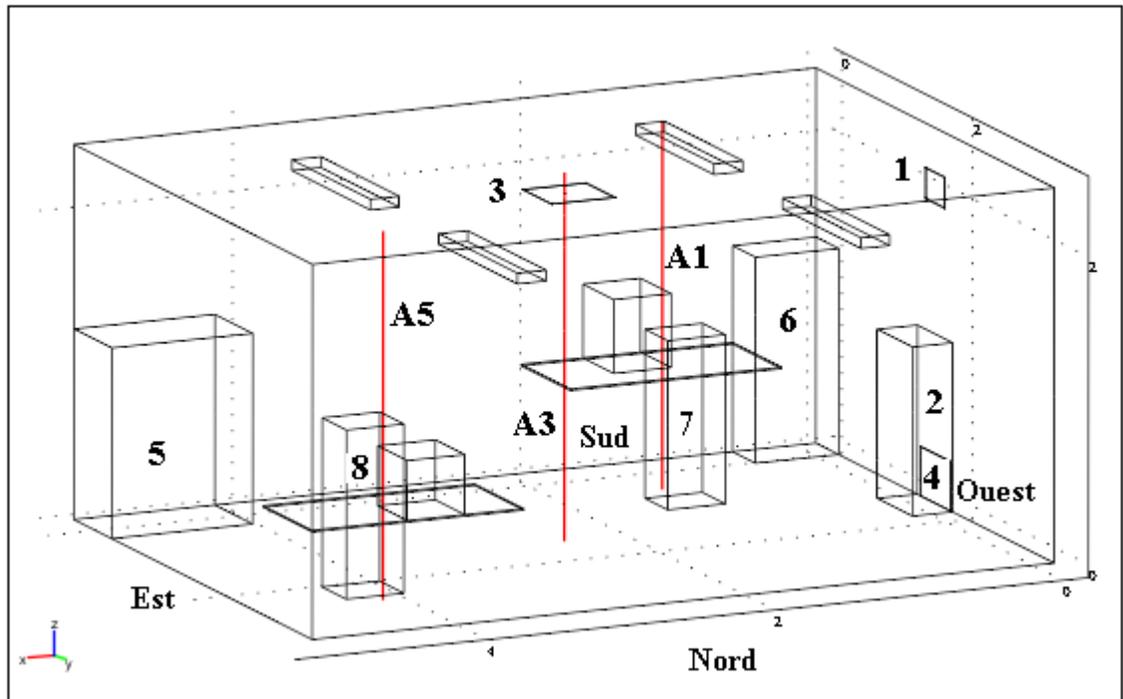
RÉSULTATS DE LA QUALITÉ DE L'AIR INTÉRIEUR

Ce chapitre consiste à évaluer la qualité de l'air intérieur dans une pièce modèle. Une comparaison entre le modèle Euler et un modèle basé sur la technique de simulation des grands tourbillons appelée LES (*Large Eddy Simulation*) a été effectuée. Les résultats obtenus ont été validés par des mesures expérimentales disponibles dans la littérature.

6.1 La qualité de l'air intérieur

6.1.1 Description de la pièce modèle

Les résultats numériques présentés dans cette première partie sont comparés aux résultats expérimentaux de He (He, 2003). L'étude de He a été réalisée dans une pièce représentant un espace à bureau typique de 5,16 m × 3,65 m et d'une hauteur de 2,44 m. Cette pièce est dotée de deux systèmes de distribution d'air soit : un système par déplacement et un système de ventilation par mélange permettant la distribution d'air frais par une grille murale. La figure 6.1 présente la pièce modélisée et la disposition des diffuseurs. Le débit de ventilation, la température et l'humidité relative peuvent être ajustés selon les besoins. La pièce, qui est éclairée par quatre tubes fluorescents d'une puissance totale de 100 watts, comporte deux tables, deux ordinateurs et deux blocs représentant des meubles. Deux blocs supplémentaires, d'une hauteur de 1,1 m permettent de simuler la présence d'occupants dans la pièce.



1- diffuseur à grille murale, 2- diffuseur par déplacement, 3- sortie d'air (cas de la ventilation par déplacement), 4- sortie d'air (autre cas), 5 et 6- meuble, 7- occupant A, 8- occupant B, A1, A3 et A5- les tiges

Figure 6.1 Configuration de la pièce et des systèmes de ventilation.

Les dimensions et les positions des composantes de la pièce modélisée sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 6.1 Dimensions et positions des composantes de la pièce

Nom	Positions (m)			Dimensions (m)			source de chaleur (W)
	x	y	Z	Δx	Δy	Δz	
Ordinateur 1	1,22	0	0,71	0,40	0,47	0,48	87,60
Ordinateur 2	4,10	3,20	0,71	0,40	0,45	0,39	74,40
Table 1	0,58	0	0,70	1,47	0,75	0,01	-
Table 2	3,69	2,90	0,70	1,47	0,75	0,01	-
Occupant 1	1,22	0,95	0	0,40	0,35	1,10	66,00
Occupant 2	4,10	2,35	0	0,40	0,37	1,10	43,20
Meuble 1	0	0	0	0,58	0,35	1,34	-
Meuble 2	4,18	0	0	0,98	0,58	1,24	-
Fluorescent 1	1,10	0,10	2,15	0,20	1,20	0,07	25,00
Fluorescent 2	1,10	2,35	2,15	0,20	1,20	0,07	25,00
Fluorescent 3	3,49	0,10	2,15	0,20	1,20	0,07	25,00
Fluorescent 4	3,49	2,35	2,15	0,20	1,20	0,07	25,00
Diffuseur (ventilation par déplacement)	0	1,555	0	0,28	0,54	1,10	-
Sortie d'air (ventilation par déplacement)	2,33	1,61	2,26	0,44	0,44	0	-
Diffuseur (grille murale)	0	1,68	1,95	0	0,29	0,20	-
Sortie d'air (grille murale)	0	1,60	0	0	0,46	0,32	-

Trois tiges installées dans la pièce permettent la mesure de la vitesse, de la température et de la concentration d'un contaminant gazeux à sept (7) positions verticales. La première tige (A1) est située à proximité de l'occupant A, à la position $x = 1,42$ m et $y = 0,775$ m (Figure 6.1). La seconde tige de mesure (A3) est située au centre de la pièce aux coordonnées $x = 2,58$ m et $y = 1,83$ m. La troisième tige (A5) est située à proximité de l'occupant B, à la position $x = 4,3$ m et $y = 2,84$ m.

6.1.2 Gaz traçant

Dans cette étude, l'hexafluorure de soufre (SF_6) est utilisé comme gaz traçant. À température ambiante, ce gaz, incolore et inodore, possède une masse volumique environ cinq (5) fois plus supérieure à celle de l'air. Le SF_6 est couramment utilisé comme gaz traçant puisqu'il est aisément détectable, peu toxique à faible concentration et non réactif à température ambiante. Le gaz est émis uniformément sur la surface du plancher à une concentration massique de $22,03 \text{ mg/m}^3$ avec un écart type sur le taux d'émission de $4,65 \text{ mg/m}^3$ et une vitesse de $0,01 \text{ m/s}$. Le tableau 6.2 présente les propriétés thermo-physiques du SF_6 .

Tableau 6.2 Propriétés thermo-physiques du SF_6

Masse molaire	146,06 g/mole
Masse volumique	6,16 g/l
Densité relative (air =1)	5,114
Coefficient de diffusion	0,093 (cm^2/s)
Volume spécifique (1,013 bar et 21 °C)	0,156 m^3/kg
Chaleur spécifique à pression constante (C_p) (1,013 bar et 21 °C)	0,097 kJ/ (mole. K)

6.1.3 Conditions aux frontières

Le tableau 6.3 présente les conditions expérimentales prévalant aux bouches de soufflage et les températures moyennes sur les parois de la pièce pour les deux systèmes de ventilation étudiés. Ces paramètres expérimentaux sont utilisés comme conditions aux frontières dans le modèle numérique.

Tableau 6.3 Conditions aux frontières pour le cas de la qualité de l'air

	Ventilation par déplacement (diffuseur)	Ventilation par mélange (grille murale)
Température de l'air à la sortie des bouches de soufflage (°C)	15,88	18,49
Concentration de SF ₆ à la sortie des bouches de soufflage (mg/m ³)	0,16	0,16
Vitesse moyenne à la sortie des bouches de soufflage (m/s)	0,30	1,55
Débit de ventilation (m ³ /s)	0,056	0,067
Température moyenne du mur ouest (°C)	23,40	25,16
Température moyenne du mur est (°C)	24,00	24,84
Température moyenne du mur nord (°C)	24,30	25,60
Température moyenne du mur sud (°C)	24,00	25,05

L'incertitude expérimentale sur les mesures est de l'ordre de 2% pour les vitesses, de 1% pour les concentrations et de $\pm 0,3$ °C pour les températures.

Pour plus de détails sur la méthodologie expérimentale, veuillez consulter la thèse de He (He, 2003).

6.1.4 Résultats

Les résultats numériques du modèle LES, ont été obtenus à l'aide d'un code développé par le *National Institute of Standard Technology* (McGrattant et al., 2000). Ce code, appelé FDS (*Fire Dynamics Simulator* – version 4), a été développé à l'origine pour l'étude du transport des fumées et la modélisation de scénarios d'incendies dans les bâtiments. Le système d'équation du modèle LES est présenté à l'annexe V.

6.1.4.1 Ventilation par mélange

Les comparaisons des vitesses, des températures et des concentrations sont présentées en fonction d'une hauteur adimensionnelle déterminée comme suit :

$$Z = \frac{z}{H} \quad (6.1)$$

Où z est la hauteur du point de mesure par rapport au plancher et H est la hauteur de la pièce ($H=2,26$ m).

a) Les vitesses

La figure 6.2 montre que la distribution de la vitesse d'écoulement, évaluée par le modèle Euler, ne suit pas les mêmes tendances que les résultats expérimentaux. Une nette différence est observée au niveau de la tige (A3) qui est située au centre de la pièce. On constate, au niveau de cette tige, qu'à $Z > 0,8$ le modèle Euler adopte une trajectoire très différente de celles adoptées par le modèle LES et les mesures expérimentales. De plus, ce modèle non visqueux sous estime considérablement les vitesses d'écoulements dans cette région. Ceci s'explique par le fait que le modèle Euler n'a pas été en mesure de prendre en considération un phénomène important qui se produit le plus souvent dans un cas de ventilation par mélange. Ce phénomène est connu sous le nom « effet Coanda ». L'effet Coanda est un phénomène aéraulique propre à la diffusion de l'air près d'une paroi horizontale telle que le plafond. La vitesse de l'air via la grille de soufflage crée une accélération et un plaquage du flux d'air contre le plafond. L'effet Coanda permet donc au jet d'air, lorsque les forces de

viscosité sont prises en considération, de pénétrer dans le local sans s'incurver rapidement. Lorsque ces forces sont négligées (modèle Euler), le jet d'air à la sortie de la grille de soufflage se comporte comme un jet libre soumis uniquement aux effets de la poussée d'Archimède, ce qui limite considérablement la portée du jet. Ce qui explique les faibles vitesses mesurées pour la tige A3 à $Z > 0,8$. Dans une telle situation, le jet d'air a tendance à s'incurver rapidement vers le bas de la pièce, conduisant à des vitesses plus élevées estimées par le modèle Euler pour la tige A5 ($Z < 0,1$). Cependant, le modèle LES suit assez bien les tendances expérimentales.

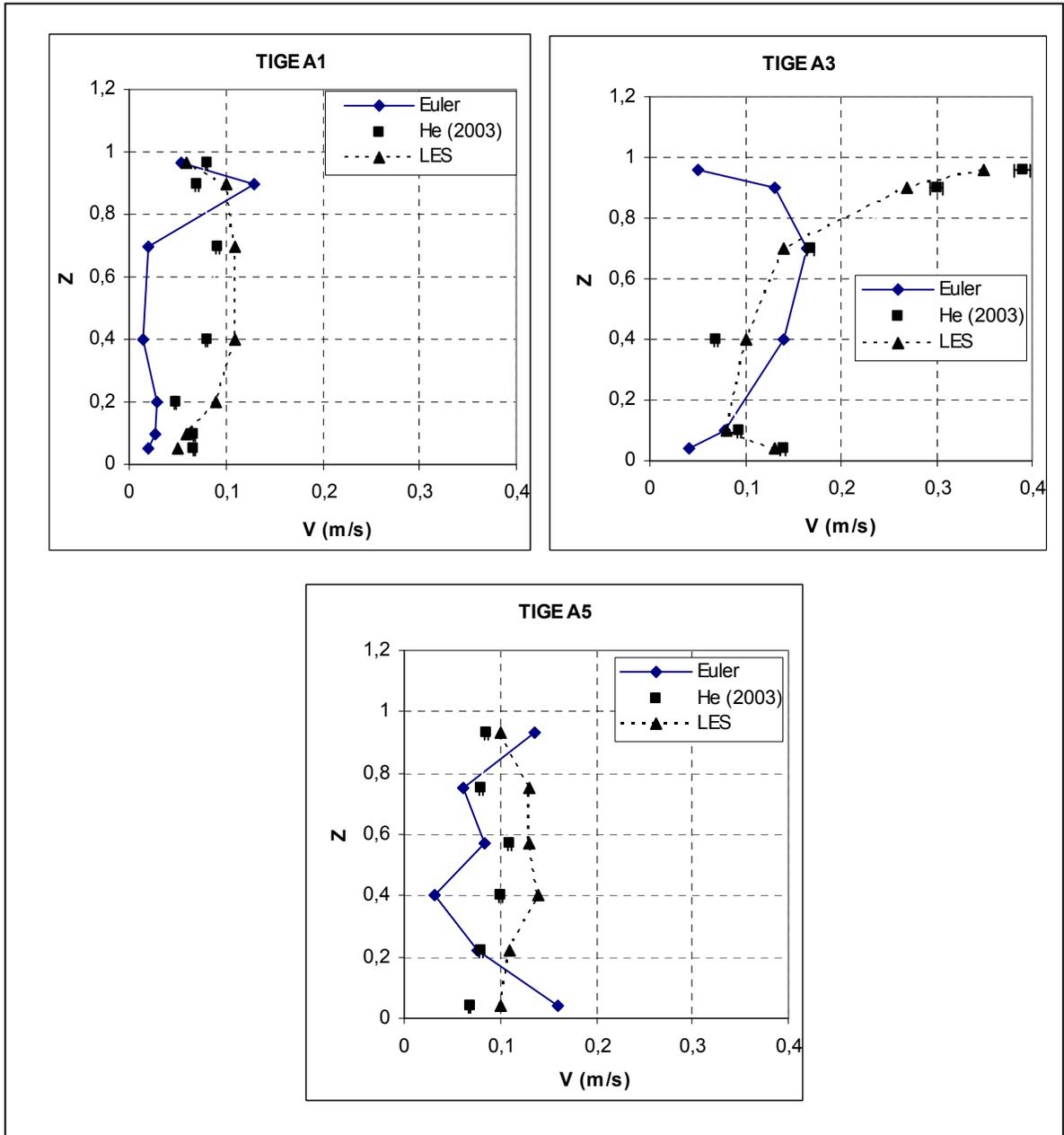


Figure 6.2 Vitesse en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange.

b) Les températures

La figure 6.3 compare les températures obtenues numériquement aux résultats expérimentaux d'He. La température adimensionnelle (θ) est définie par la relation suivante :

$$\theta = \frac{T - T_s}{T_e - T_s} \quad (6.2)$$

Où T représente la température locale, T_s est la température de l'air de soufflage et T_e représente la température mesurée à la bouche d'extraction.

Dans la figure 6.3, on remarque que les températures locales aux tiges 1A et 3A sont relativement uniforme dans la zone d'occupation ($0 \leq Z \leq 0,8$). Dans cette zone, le soufflage par grille murale engendre des conditions s'approchant d'un écoulement parfaitement mélangé ($\theta=1$). Par contre, la tige de mesure 5A étant située à proximité de deux sources de chaleur (occupant B et ordinateur 2), on observe une augmentation significative de la température à $Z \cong 0,6$. De plus, on remarque une baisse de température au niveau de la tige 3A pour une hauteur supérieure à la zone d'occupation ($Z > 0,8$). Cette tige est en effet située directement dans le jet de soufflage de la grille murale.

Pour le modèle Euler, les températures obtenues sont généralement plus élevées que les résultats expérimentaux. De plus, les variations de température selon la hauteur aux tiges A1, A3 et A5 sont très faibles. L'écart le plus significatif est observé près du plafond pour la tige A3 où la différence entre la mesure expérimentale et la prédiction du modèle non visqueux atteint 37% (voir figure 6.3). L'uniformité relative de la température en fonction de la hauteur obtenue du modèle Euler peut s'expliquer en partie par la faible densité du maillage utilisé pour obtenir ces résultats. Notons que l'intérêt du modèle Euler réside principalement en la diminution du temps de simulation par rapport aux modèles « code de champs ». Dans le contexte de la modélisation de la qualité de l'air des bâtiments, l'objectif est d'obtenir un estimé adéquat du champ de température et de la concentration des contaminants gazeux avec un temps de simulation nettement inférieur aux méthodes considérant les effets de viscosité de l'écoulement.

En général, les résultats numériques du code LES se comparent avantageusement aux mesures expérimentales de He. Des écarts significatifs sont toutefois observés à la position

5A pour une hauteur adimensionnelle supérieure à 0,4. Dans cette zone, les écarts sont de l'ordre de 25%. Il est important de souligner que le code FDS a été développé en vue de son utilisation sur des maillages relativement grossiers. À titre d'exemple, le transfert de chaleur sur les parois de la pièce est déterminé par un coefficient de convection et la différence de température entre la surface du mur et la première cellule située dans l'écoulement. Cette approche exige que la taille de la première cellule soit supérieure à l'épaisseur de la couche limite thermique. Une densité de maille trop élevée près des parois aura comme conséquence de réduire le transfert de chaleur entre les parois solides et l'écoulement. Bien qu'il soit possible d'estimer au préalable l'épaisseur de la couche limite thermique, cette épaisseur varie considérablement d'un endroit à l'autre. L'écoulement sur certaines surfaces est en régime de convection naturelle alors que des conditions de convection forcée prévalent à d'autres endroits. Il est probable qu'à certains endroits, les nœuds du maillage soient situés trop près des parois ce qui a comme conséquence de sous-estimer le transfert de chaleur entre les surfaces solides et l'écoulement.

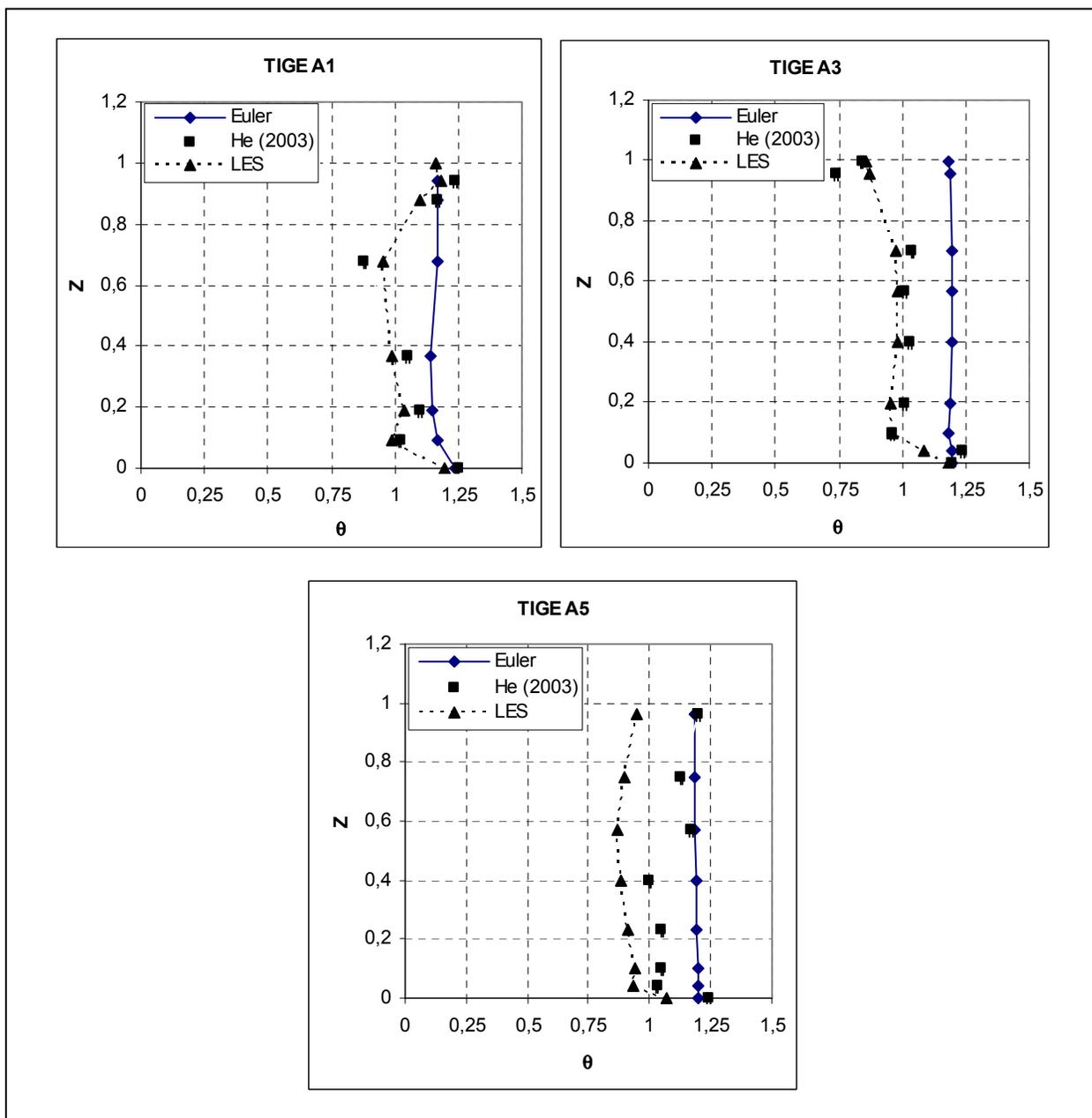


Figure 6.3 Rapport de température en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange ($T_s=18,5\text{ }^\circ\text{C}$; $T_e=24,16\text{ }^\circ\text{C}$; $H=2,26\text{ m}$).

c) Les concentrations

La concentration du gaz traçant en fonction de la hauteur pour le système de ventilation mixte est présentée à la figure 6.4. La concentration de SF₆ est représentée sous forme adimensionnelle en utilisant la relation suivante :

$$C = \frac{c - c_s}{c_e - c_s} \quad (6.3)$$

Où c est la concentration mesurée localement en mg/m³, c_s et c_e représentent respectivement les concentrations aux bouches de soufflage et d'extraction.

La concentration locale du contaminant en fonction de la hauteur obtenue des approches Euler et LES se compare relativement bien aux résultats expérimentaux. L'influence du jet sur la concentration du SF₆ est clairement visible au niveau de la tige 3A ($Z > 0,8$). Dans cette zone, le code LES suit de très près les valeurs expérimentales. Malgré une légère diminution de la concentration, le comportement très diffusif (diffusion numérique) du code Euler et l'effet Coanda ignoré par ce modèle non visqueux a conduit à une sous estimation de la concentration surtout au niveau de la partie haute de la tige A3. Les faibles vitesses d'écoulement observées à la figure 6.2 ont eu une influence importante sur la dispersion du SF₆ dans cette région de la pièce où on constate que le modèle Euler surestime la concentration du polluant. Au niveau de la tige 5A, les écarts entre les résultats du modèle non visqueux sont inférieurs à ceux du modèle LES. Tel que mentionné précédemment, le modèle LES semble sous estimer le transfert de chaleur à cet endroit. Par conséquent, la poussée d'Archimède sera moindre ce qui va influencer la dispersion du gaz traçant dans cette zone.

Pour une source d'émission située au plancher, la ventilation par grille murale génère un écoulement d'air permettant de maintenir la concentration du SF₆ à un niveau relativement bas. La concentration moyenne dans la pièce, obtenue des 20 points de mesure, est de 3,91

mg/m^3 contrairement à $3,43 \text{ mg/m}^3$ et $4,04 \text{ mg/m}^3$ pour les méthodes LES et Euler, respectivement.

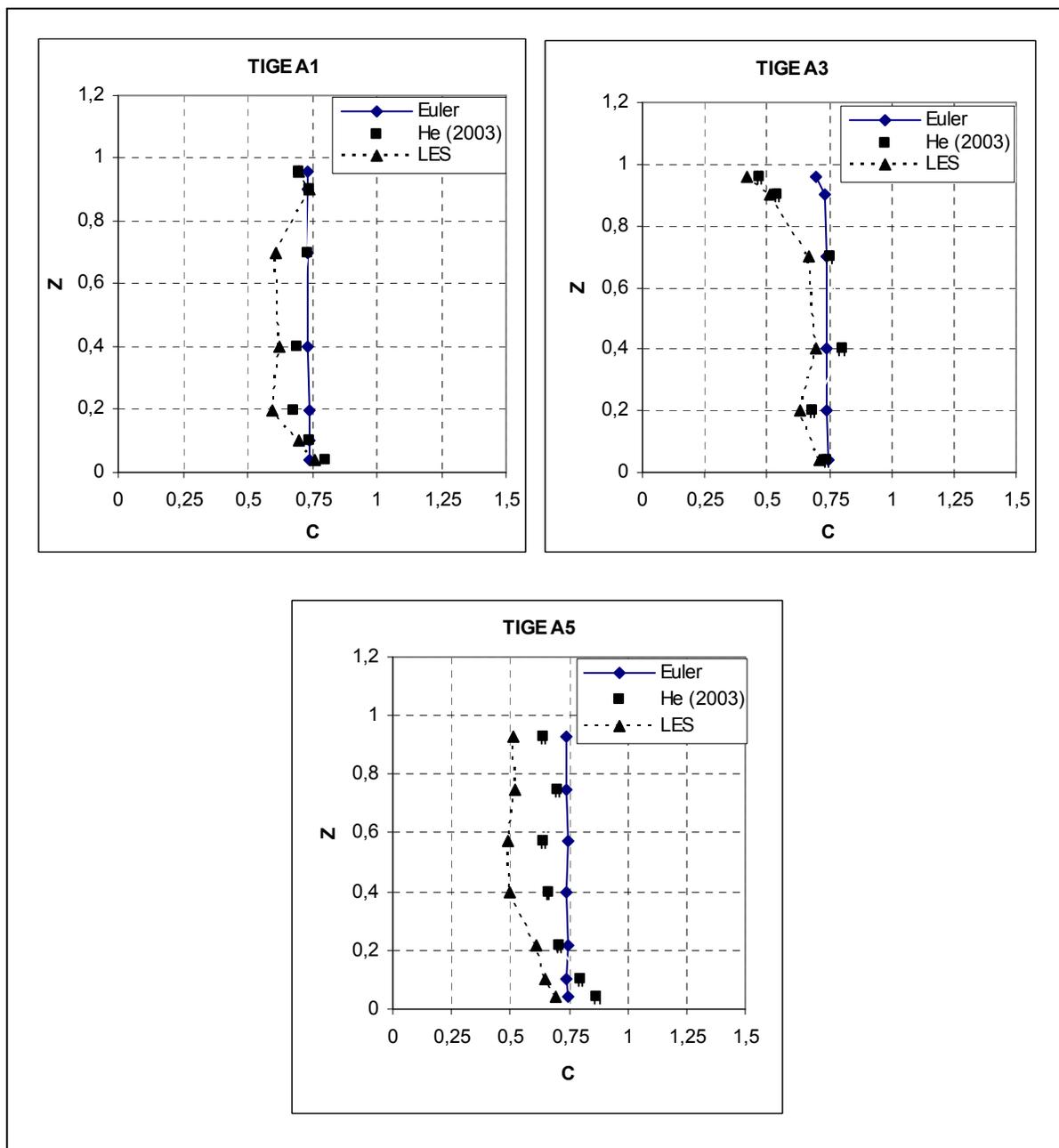


Figure 6.4 Rapport de concentration du SF₆ en fonction de la hauteur pour la ventilation par mélange ($c_s=0,16 \text{ mg/m}^3$; $c_e=5,16 \text{ mg/m}^3$).

6.1.4.2 Ventilation par déplacement

a) les vitesses

Dans ce cas de ventilation par déplacement, le modèle Euler ne concorde pas bien avec les mesures expérimentales (Figure 6.5). La différence est plus observée au niveau de la tige (A3) où l'écoulement est sous-estimé au bas de la pièce et au niveau de la bouche d'extraction. Le comportement de l'écoulement, dans ce cas, peut être expliqué par le fait que l'air frais soufflé dans la direction horizontale, se dirigeant vers le centre de la pièce, est caractérisé par une trajectoire libre qui se dirige vers le haut de la pièce par la poussée d'Archimède. L'absence des forces de frottements dans le modèle d'Euler, peut conduire à une sous ou surestimation des vitesses d'écoulement. Ceci peut s'expliquer par le fait que la viscosité est une caractéristique qui va à l'encontre de l'écoulement, lorsqu'elle est négligée dans les équations de quantité de mouvements, les mouvements turbulents ne sont pas modélisés et par conséquent, l'estimation des vitesses d'écoulements ne se fait pas adéquatement. En s'éloignant de la bouche de soufflage où les vitesses sont plus faibles (de l'ordre de 5 cm/s), le modèle Euler se compare avantageusement aux résultats expérimentaux (tiges A1 et A5).

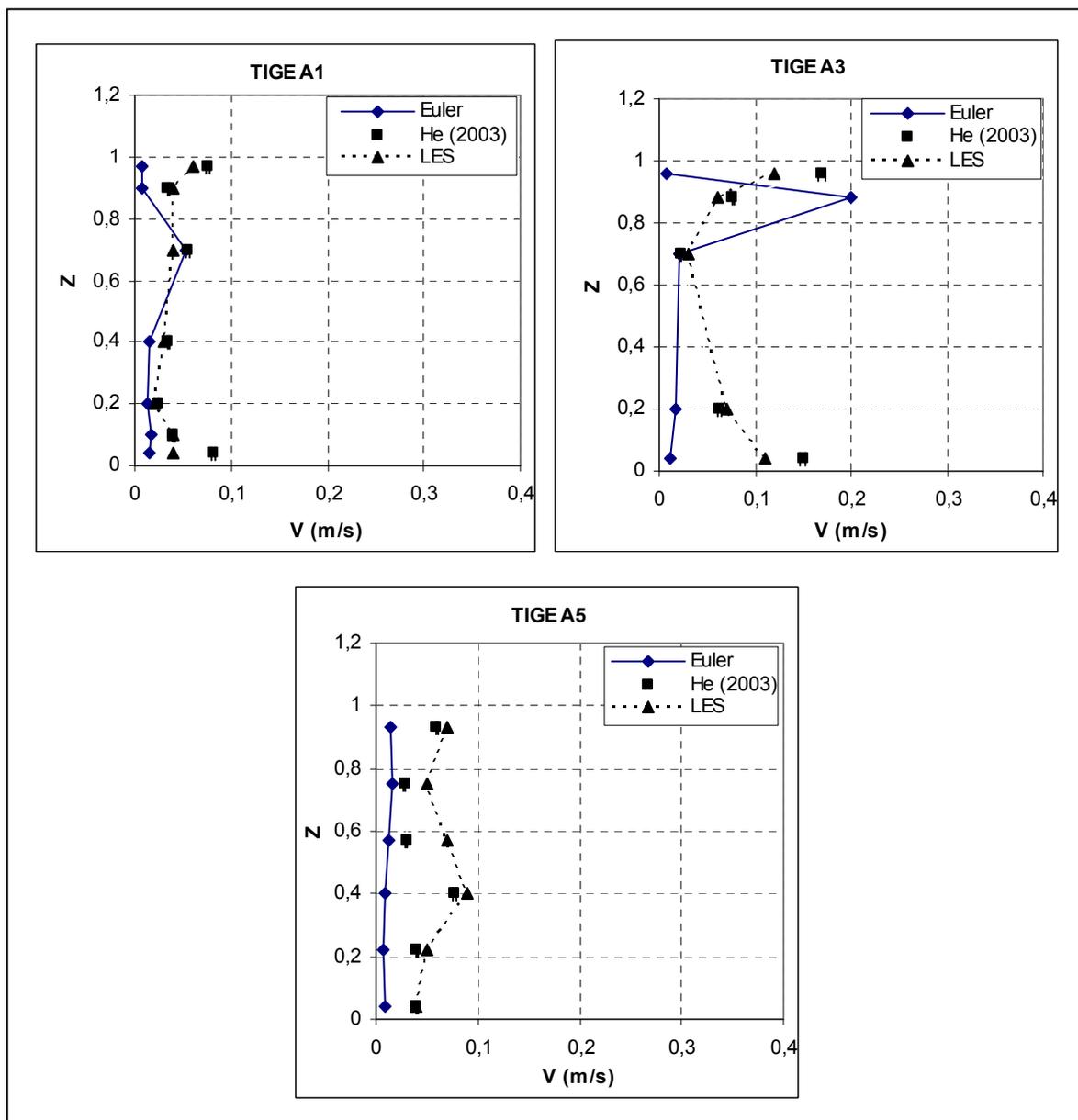


Figure 6.5 Vitesse en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement.

b) les températures

La variation du profil de température des codes LES et Euler est comparée aux résultats expérimentaux à la figure 6.6. Contrairement aux systèmes de ventilation par mélange, le système de ventilation par déplacement crée deux zones distinctes : une zone située dans la partie inférieure de la pièce où la température se situe près de la température de l'air de soufflage et une zone où la température est plus élevée, située dans la partie supérieure de la pièce. Ces zones sont séparées par une région où la température augmente de façon quasi linéaire en fonction de la hauteur. Bien que les résultats numériques obtenues de la méthode LES suivent les tendances observées expérimentalement, les valeurs locales de température demeurent légèrement plus faibles que les mesures expérimentales. L'écart maximal entre les résultats expérimentaux et numériques (LES) est de 10 % pour la tige 1A, 8 % pour la tige 3A et 11 % pour la tige 5A.

Contrairement à l'approche LES, le code Euler a de la difficulté à reproduire les tendances observées expérimentalement. Aucune stratification de température n'est observée et les gradients de température sont sous estimés de façon significative.

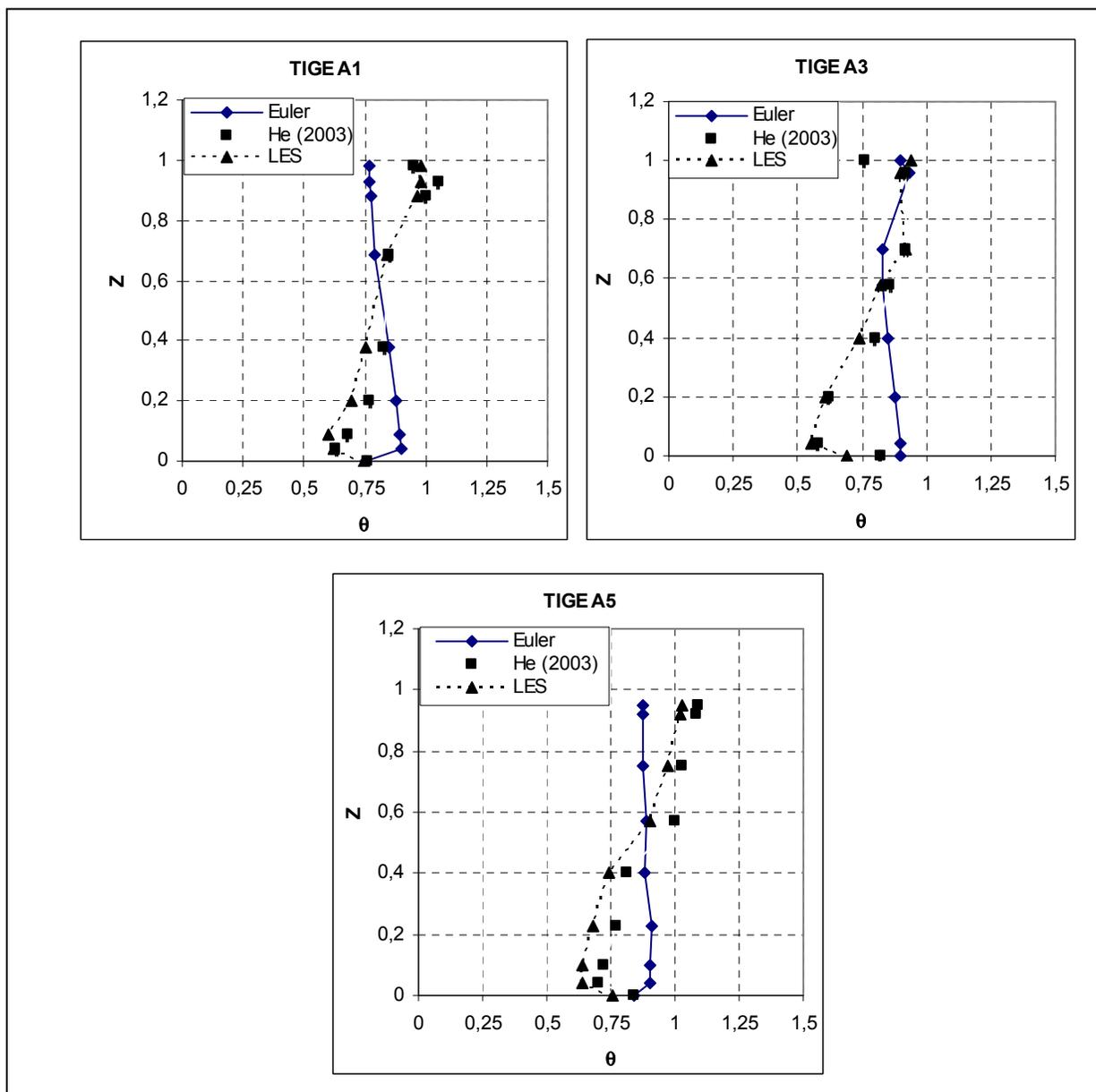


Figure 6.6 Rapport de température en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement ($T_s=15,88$ °C; $T_e=24,8$ °C; $H=2,26$ m).

c) les concentrations

La concentration du SF₆ en fonction de la hauteur pour le système de ventilation par déplacement est présentée à la figure 6.7. On remarque que cette stratégie de ventilation dilue efficacement le gaz traçant au niveau du plancher. Les concentrations à ce niveau sont comparables aux valeurs obtenues par la ventilation murale. Dans un système par déplacement, le gaz est entraîné dans la partie supérieure par la poussée d'Archimède induite des sources thermiques dans la pièce. Ceci se manifeste par une augmentation de la concentration locale jusqu'à une hauteur $Z = 0,2$ ($Z=0,4$ pour la tige 5A). À des hauteurs supérieures, les concentrations sont ensuite quasi constantes et s'approche des conditions de mélange idéal ($C=1,0$). Les résultats numériques du code LES reproduisent fidèlement les tendances observées expérimentalement. Cependant, les valeurs numériques demeurent légèrement plus faibles que les résultats expérimentaux. Tel qu'observé dans la section précédente, le code Euler sous estime les variations de la concentration en fonction de la hauteur. Cependant, l'approche non visqueuse semble être en mesure de prédire adéquatement les valeurs moyennes. Ces valeurs moyennes permettent de donner une évaluation globale de la qualité de l'air régnante dans la pièce modèle. En effet, selon les résultats de He, la concentration moyenne de SF₆ dans la pièce est de 5,62 mg/m³ comparativement à une moyenne de 5,10 mg/m³ pour le code LES et 5,41 mg/m³ pour le code Euler.

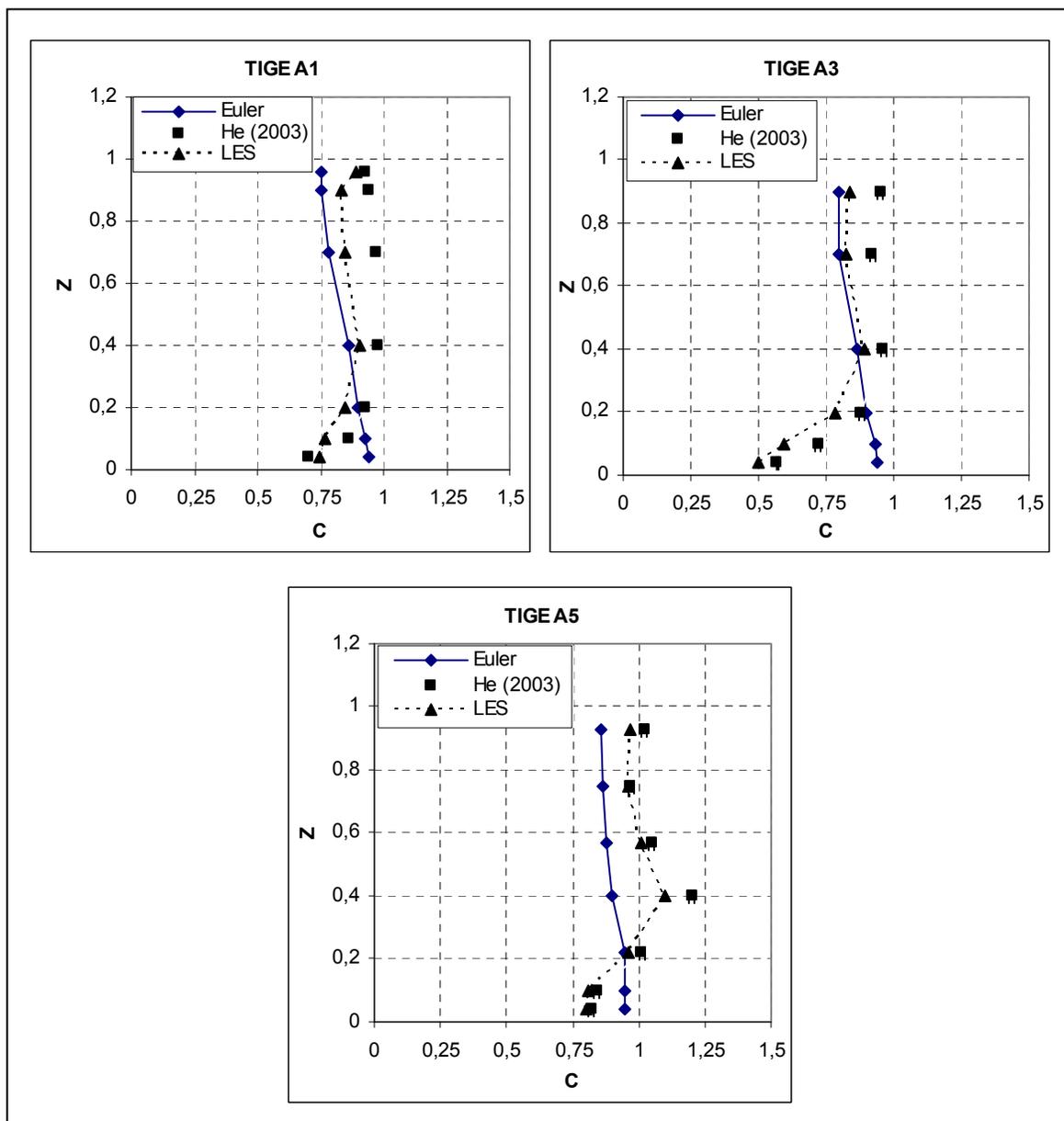


Figure 6.7 Rapport de concentration du SF6 en fonction de la hauteur pour la ventilation par déplacement ($c_s=0,16 \text{ mg/m}^3$; $c_e=6,16 \text{ mg/m}^3$; $H=2,26 \text{ m}$).

6.1.5 Efficacité des stratégies de ventilation

Pour caractériser la performance des deux stratégies de ventilation, un paramètre quantitatif appelé « efficacité de la ventilation (ϵ) » est utilisé. Ce paramètre est défini comme suit :

$$\epsilon = \frac{c_e - c_s}{c_L - c_s} \quad (6.4)$$

Où c_L est la concentration locale du contaminant gazeux. Les variables c_e et c_s sont respectivement, les concentrations massiques à la grille d'extraction et de soufflage.

Le tableau 6.4 compare l'efficacité des systèmes de ventilation entre les mesures expérimentales et le modèle numérique. Les résultats présentés dans ce tableau ont été obtenus en calculant l'efficacité de la ventilation en tout point de la pièce. Ensuite une moyenne de ϵ a été effectuée dans la zone occupée ($Z < 0,8$) et dans toute la pièce.

Tableau 6.4 Efficacité des systèmes de ventilation pour les deux scénarios étudiés

Ventilation	He (zone occupée, $Z \leq 0,8$)	LES (zone occupée, $Z \leq 0,8$)	Euler (zone occupée, $Z \leq 0,8$)	He (moyenne dans la pièce)	LES (moyenne dans la pièce)	Euler (moyenne dans la pièce)
Grille murale	1,37	1,25	1,35	1,43	1,54	1,36
Diffuseur par déplacement	1,18	1,30	1,11	1,15	1,27	1,19

Les données expérimentales de He indiquent que pour ces conditions particulières d'émission d'un contaminant, le système de ventilation par grille murale est celui qui performe le mieux. Dans ce système de ventilation par mélange, l'air est soufflé sous forme de jet, qui va permettre le balayage du contaminant vers la sortie, ce qui diminue la présence du SF₆ dans la zone d'occupation. Les résultats numériques LES et Euler corroborent ces observations. Pour les deux stratégies de ventilation, l'écart entre les valeurs expérimentales et les résultats du code LES sont de 14% (mélange) et 9% (déplacement) dans la zone occupée.

6.2 Conclusion du chapitre

L'accord entre les résultats expérimentaux et les prédictions du modèle Euler est insatisfaisant lorsqu'il s'agit d'une estimation locale de la vitesse, de la température et de la concentration. Bien que cette approche sous estime la concentration du gaz traçant à certains endroits et surestime cette concentration à d'autres endroits, ces écarts s'annulent en partie et l'efficacité de la ventilation obtenue du modèle Euler est presque identique à celle obtenue par les mesures expérimentales et même au modèle LES.

CHAPITRE 7

RÉSULTATS DU CAS MULTIZONE

Ce chapitre présente une étude préliminaire sur l'évaluation des mouvements thermo-aérauliques et de la qualité de l'air intérieur dans un bâtiment multizone. Une comparaison entre le modèle NS et le modèle Euler a été effectuée.

7.1 Introduction

Dans un bâtiment, chaque pièce est généralement soumise à des conditions aérauliques et thermiques bien spécifiques. Par exemple, les gains de chaleur d'un bureau de travail situé du côté sud d'un bâtiment seront supérieurs aux gains thermique d'un bureau identique situé du côté nord. Pour analyser adéquatement le comportement thermique d'un bâtiment, il convient de partitionner ce dernier en zones. Chaque zone (qui peut regrouper une ou plusieurs pièces) est soumise à des conditions climatiques bien spécifiques. Un bâtiment multizone est donc simplement un bâtiment constitué de plusieurs zones. Le comportement dynamique et énergétique global d'un tel bâtiment dépend fortement des conditions aérauliques et thermique aux quelles chaque zone est soumise. Ces zones sont interconnectées entre elles.

En pratique, un outil de modélisation du comportement thermique et aéraulique d'un bâtiment doit être en mesure de modéliser plus d'une zone à la fois. L'analyse multizone est essentielle pour estimer de façon réaliste le comportement du bâtiment dans son ensemble. L'objectif du présent chapitre est de prédire l'écoulement thermo-aéraulique dans un tel bâtiment par les équations d'Euler et d'analyser les résultats obtenus en les comparants au modèle de Navier-Stokes. Il est donc question de vérifier si la méthode Euler peut considérer ou non le couplage entre les différentes zones constituants le même bâtiment et vérifier par le fait même si cette approche est applicable pour des simulations multizones. On tente aussi de démontrer qu'une réduction du temps de calcul est possible sans trop compromettre la précision des résultats. Un module de convection-diffusion de polluant est couplé aux

module aéraulique et de transfert thermique, qui va permettre l'estimation de la qualité de l'air intérieur.

7.2 Description du cas de simulation

Le cas présenté dans ce chapitre est un bâtiment de 78 m^3 constitué de trois zones où chaque zone est formée d'une seule pièce. Tel qu'indiqué sur la figure 7.1, chaque zone est séparée par une porte. Les zones 1 et 2 possèdent deux unités de soufflage où l'air est introduit à faible température afin de simuler un cas de climatisation en période estivale. La zone 3 dispose d'une sortie d'air au plafond afin de créer un grand mouvement aéraulique entre les différentes pièces.

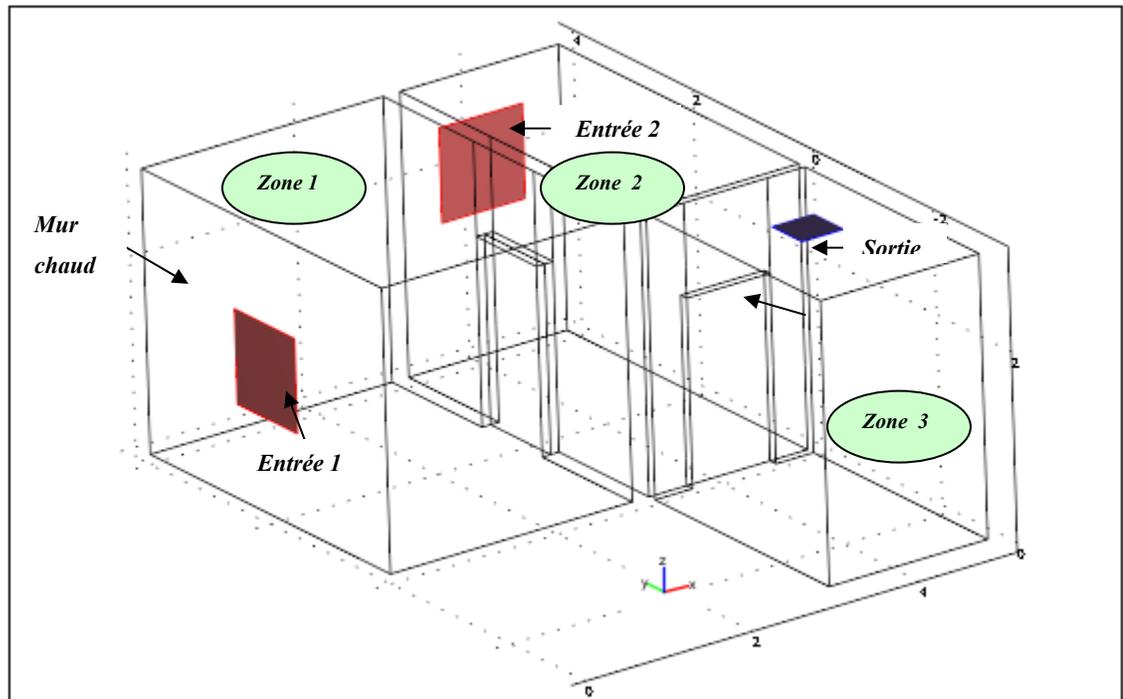


Figure 7.1 Schéma représentatif du bâtiment multizone.

7.2.1 Configuration du bâtiment multizone

Le tableau 7.1 présente les dimensions des différentes zones constituant le bâtiment multizone, des unités de soufflage et de la bouche d'extraction, ainsi que leurs positions.

Tableau 7.1 Dimensions du bâtiment et positions des grilles

	Positions (m)			Dimensions (m)		
	X	y	z	Δx	Δy	Δz
Zone 1	0	0	0	3	4	3
Zone 2	3,1	0	0	2	4	3
Zone 3	3,1	-2,9	0	2	3	3
Entrée 1	0	1,5	1	0	1	1
Entrée 2	3,55	4	1,5	1	0	1
Sortie	3,85	-1,15	3	0,5	0,5	0
Porte 1	2,9	1,5	0	0,2	1	2
Porte 2	3,6	0	0	0,2	1	2

7.2.2 Conditions aux limites

Les conditions aux limites de ce cas de simulation sont présentées au tableau 7.2.

Tableau 7.2 Les conditions aux limites pour le cas multizone

	Vitesse (m/s)	Température (°C)	Concentration (mg/m³)
Zone 1 : mur chaud	u=0	27	0
autres murs	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	0
entrée1	0,25	18	0
plafond	u=0	-	0
Plancher	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	Flux entrant (0,001 mol/(m ² .s))
Zone 2 : mur chaud	u=0	27	0
autres murs	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	0
entrée2	0,25	18	0
plafond	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	0
Plancher	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	Flux entrant (0.001 mol/(m ² .s))
Zone 3 : deux murs chaud (sur le plans xz et yz)	u=0	27	0
autres murs	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	0
sortie	P=0	Flux convectif	Flux convectif
plafond	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	0
Plancher	u=0	Parfaitement isolé (q=0)	Flux entrant (0,001 mol/(m ² .s))

7.2.3 Le maillage

La figure 7.2 présente le maillage utilisé pour ce cas multizone. C'est un maillage non structuré et identique pour les deux modèles numériques. Le but principal de ce choix est de comparer le modèle NS au modèle Euler en matière de temps de calcul lorsque les maillages sont identiques.

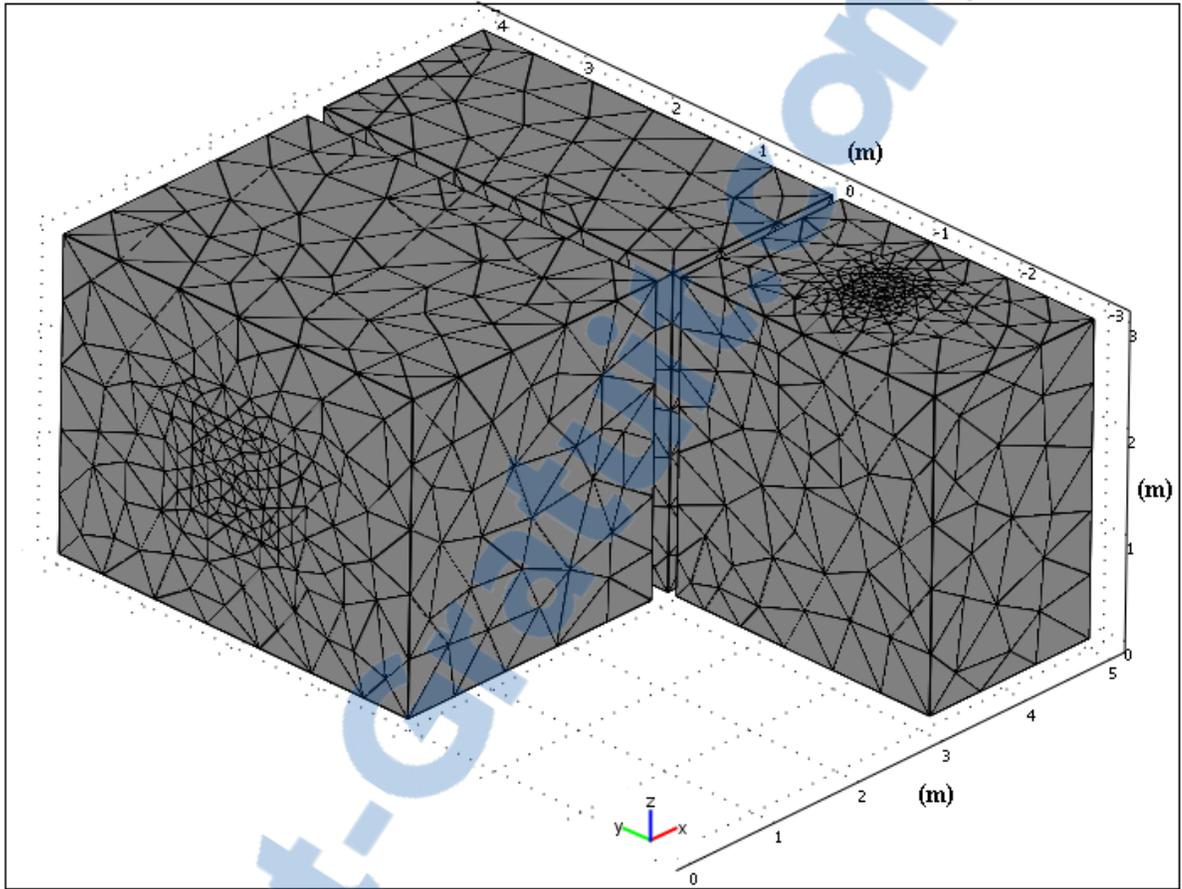


Figure 7.2 Maillage utilisé pour le cas multizone.

L'évaluation de la distribution des vitesses d'écoulement, des températures et des concentrations est effectuée sur 28 points dans le volume du bâtiment multizone. Ces points sont répartis dans les différentes zones où 14 points se trouvent sur la hauteur $z = 0,5$ m et ces mêmes points sur une autre hauteur $z = 1,7$ m. Les coordonnées de chaque point sont illustrées dans le tableau 7.3.

Tableau 7.3 Coordonnées des points de calcul

Point	Coordonnées (x, y) pour z=0,5 m et z=1,7 m		
Pt 1	(0,5, 1)	Pt 8	(3,5, 2)
Pt 2	(0,5, 3)	Pt 9	(3,5, 3)
Pt 3	(2,5, 1)	Pt 10	(4,5, -2,2)
Pt 4	(2,5, 3)	Pt 11	(4,5, -0,9)
Pt 5	(3,5, -2,2)	Pt 12	(4,5, 1)
Pt 6	(3,5, -0,9)	Pt 13	(4,5, 2)
Pt 7	(3,5, 1)	Pt 14	(4,5, 3)

7.2.4 Profils de vitesses et de températures

La figure 7.3 présente les vecteurs vitesses ainsi que la distribution de la température sur le plan xz obtenus pour les deux modèles numériques. On constate pour le modèle Euler que le comportement général de l'écoulement dans le bâtiment multizone diffère un peu de celui du modèle NS. Cette différence est plus visible au niveau de l'entrée d'air située au niveau de la zone 1. Dans cette région, l'écoulement d'air du modèle Euler se disperse dans toutes les directions dès sa sortie de l'unité de soufflage, en créant ainsi une zone de séparation de l'écoulement (figure 7.4). Cette zone de séparation est due à la poussée d'Archimède qui influence la structure de l'écoulement. D'après la figure 7.4, le modèle Euler semble plus sensible à cette poussée d'Archimède que le modèle NS. L'absence de la viscosité (principale propriété de résistance à l'écoulement) du modèle Euler et l'aspect non diffusif (diffusion physique) de ce modèle, est la principale cause de la dispersion de cet écoulement dans toutes les directions. Il est à la connaissance de tous que plus la viscosité augmente, plus la capacité du fluide à s'écouler diminue, en absence totale de cette viscosité, l'écoulement d'air se fait plus librement en le comparant au modèle visqueux malgré la présence de la diffusion numérique. Cependant, les résultats obtenus par le modèle NS montrent que l'écoulement est plus structuré et aucune dispersion aléatoire n'est observée dans les différentes parties du bâtiment multizones (zone 2 et zone 3). Sur le plan yz, on observe clairement la formation d'une couche limite mince sur les parois pour le modèle NS, tandis que pour le modèle Euler,

aucune couche limite n'est formée, ceci est dû aux conditions aux frontières imposées au niveau des parois « conditions de glissement ». Ceci assume que les effets visqueux ne sont pas pris en considération au niveau des parois et donc aucun développement de couches limites.

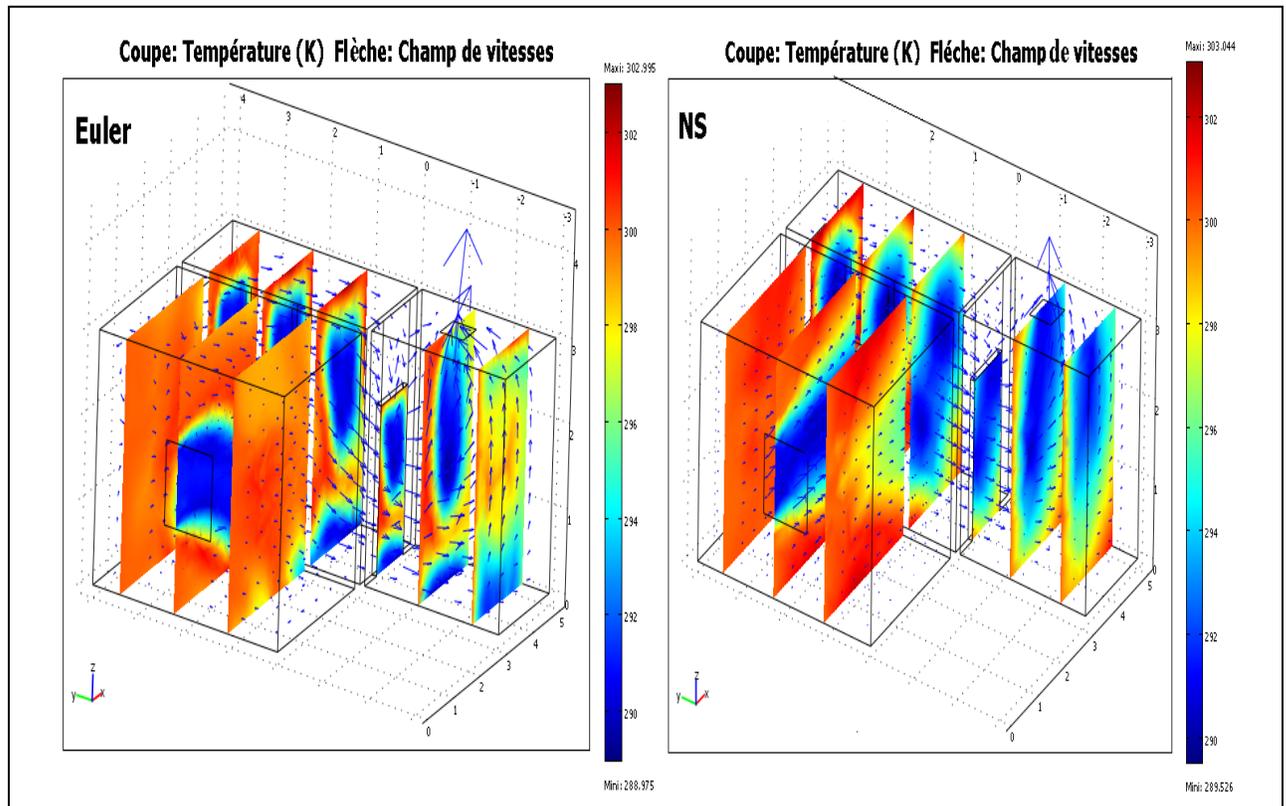


Figure 7.3 Profils 3D des vecteurs vitesses et des températures.



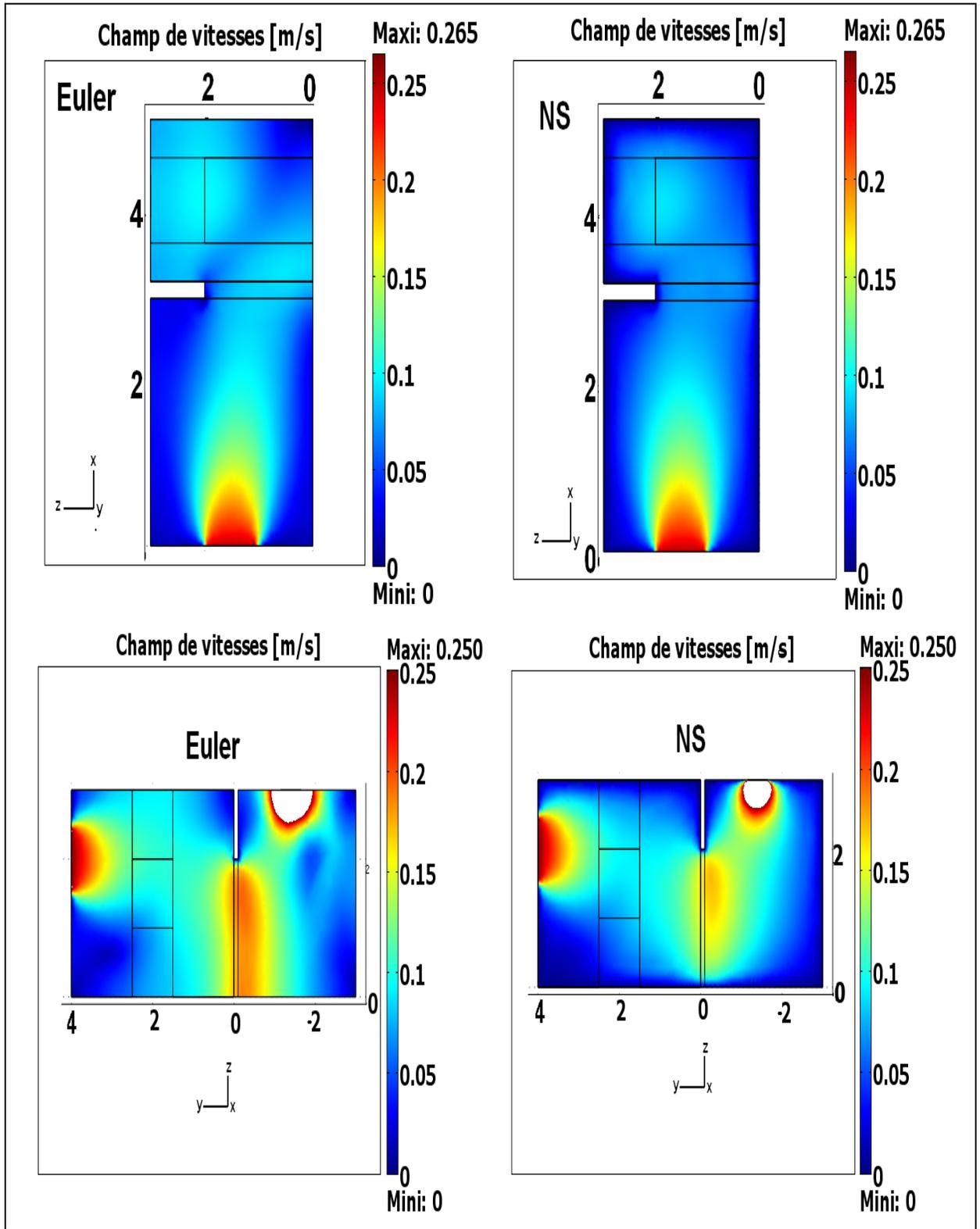


Figure 7.4 Champ de vitesses sur le plan xz ($y=2$) et yz ($x=4$).

7.2.4.1 Les vitesses

La figure 7.5, présente la distribution de la vitesse dans les différentes zones du bâtiment en faisant une comparaison entre le modèle Euler et le modèle NS. Cette comparaison est effectuée à deux hauteurs fixes ($z=0,5$ m et $z=1,7$ m) et à différentes valeurs de x et de y . On constate qu'à $z=0,5$ m, les vitesses obtenues par le modèle Euler sont légèrement supérieures à celles du modèle NS uniquement dans la zone 2. Car dans cette zone, il y a la présence de deux flux d'air provenant respectivement de la zone 1 et de l'unité de soufflage de la zone 2 (air frais), ce qui va donner naissance à un mouvement plus important. Mais étant donné que les grandeurs de vitesses sont de l'ordre de 10^{-2} m/s, ces vitesses demeurent très faibles et auront peu d'influence sur le confort des individus. Par contre, à $z=1,7$ m (zone d'occupation) les deux modèles numériques se comparent parfaitement bien et ce dans toutes les zones du bâtiment.

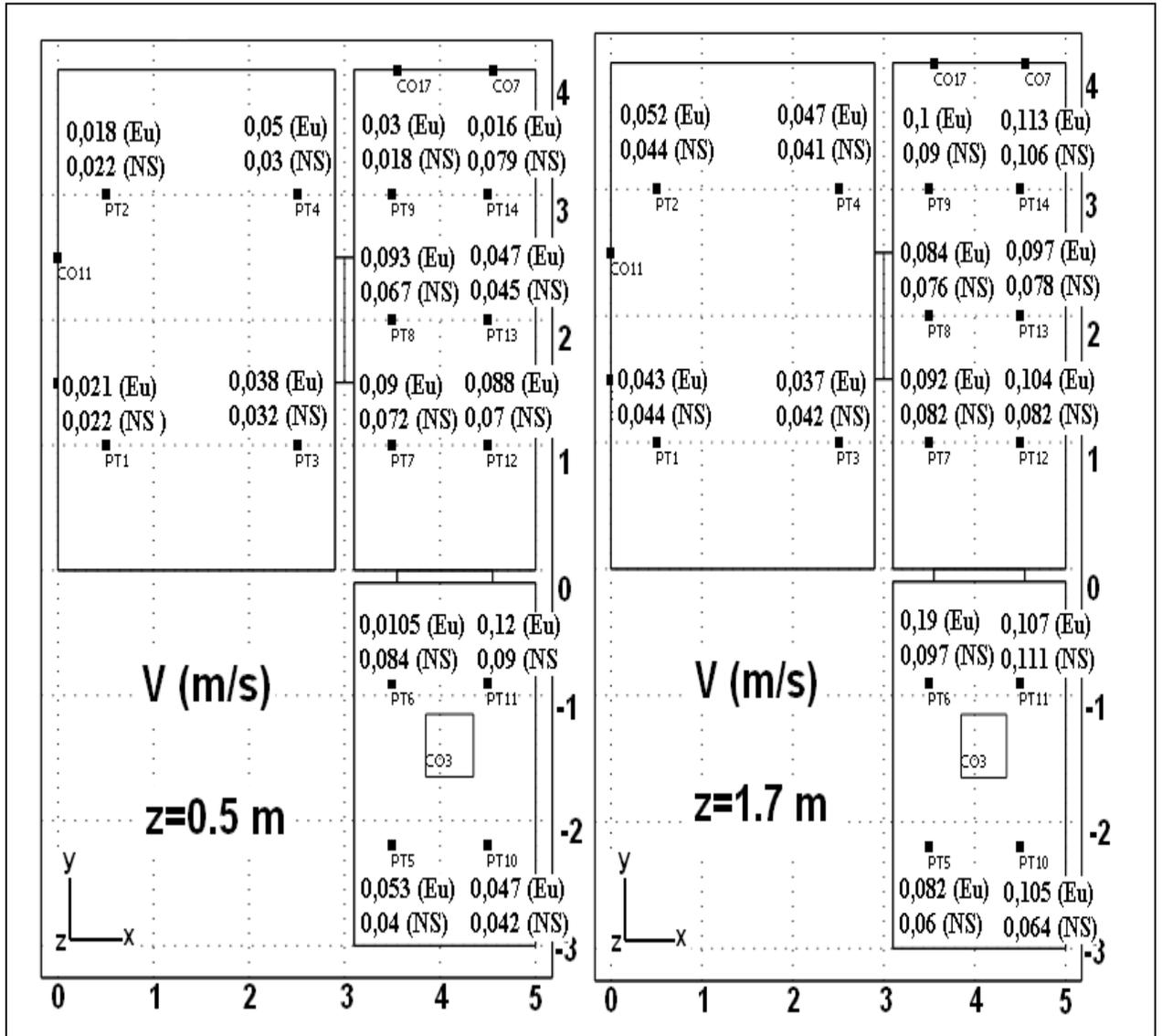


Figure 7.5 Distribution de la vitesse d'écoulement dans le bâtiment multizone.

7.2.4.2 Les températures

La figure 7.6 présente la distribution de la température dans le bâtiment multizone. Une comparaison entre les deux modèles numériques est aussi effectuée à deux hauteurs distinctes ($z=0,5\text{ m}$ et $z=1,7\text{ m}$). On observe qu'à $z=0,5\text{ m}$, des différences notables entre les deux modèles numériques dans la zone 3 et dans trois endroits spécifiques dans le bâtiment. Ces endroits sont situés sur les trois points illustrés dans la figure 7.5 (points 4, 7 et 8). En se

référant à la distribution du champ de température sur le plan xz de la figure 7.7, on constate la présence de la zone de séparation déjà observée dans la figure 7.4 sur le plan (xz) pour le modèle Euler. La structure de l'écoulement a donc eu une influence directe sur son aspect thermique, ce qui a généré des différences de températures importantes à ces endroits. De plus, on constate que le mélange d'air se fait d'une manière inadéquate dans le cas du modèle Euler, d'où des températures plus froides dans certaines parties du bâtiment (les points 4 et 8 à $x=0,5$ m) et des températures plus chaudes dans d'autres (point 6, la zone 3). Cependant, le modèle non visqueux se compare assez bien avec le modèle visqueux dans les zones 1 et 2 avec des différences allant de 0,4 à 1,2 °C. À $z=1,7$ m, les mêmes observations précédentes sont constatées au niveau de la zone 3 et aux points 7 et 8. Par contre aux autres points du bâtiment, les différences de températures sont situées sur une plage de 0,1 à 2,3 °C.

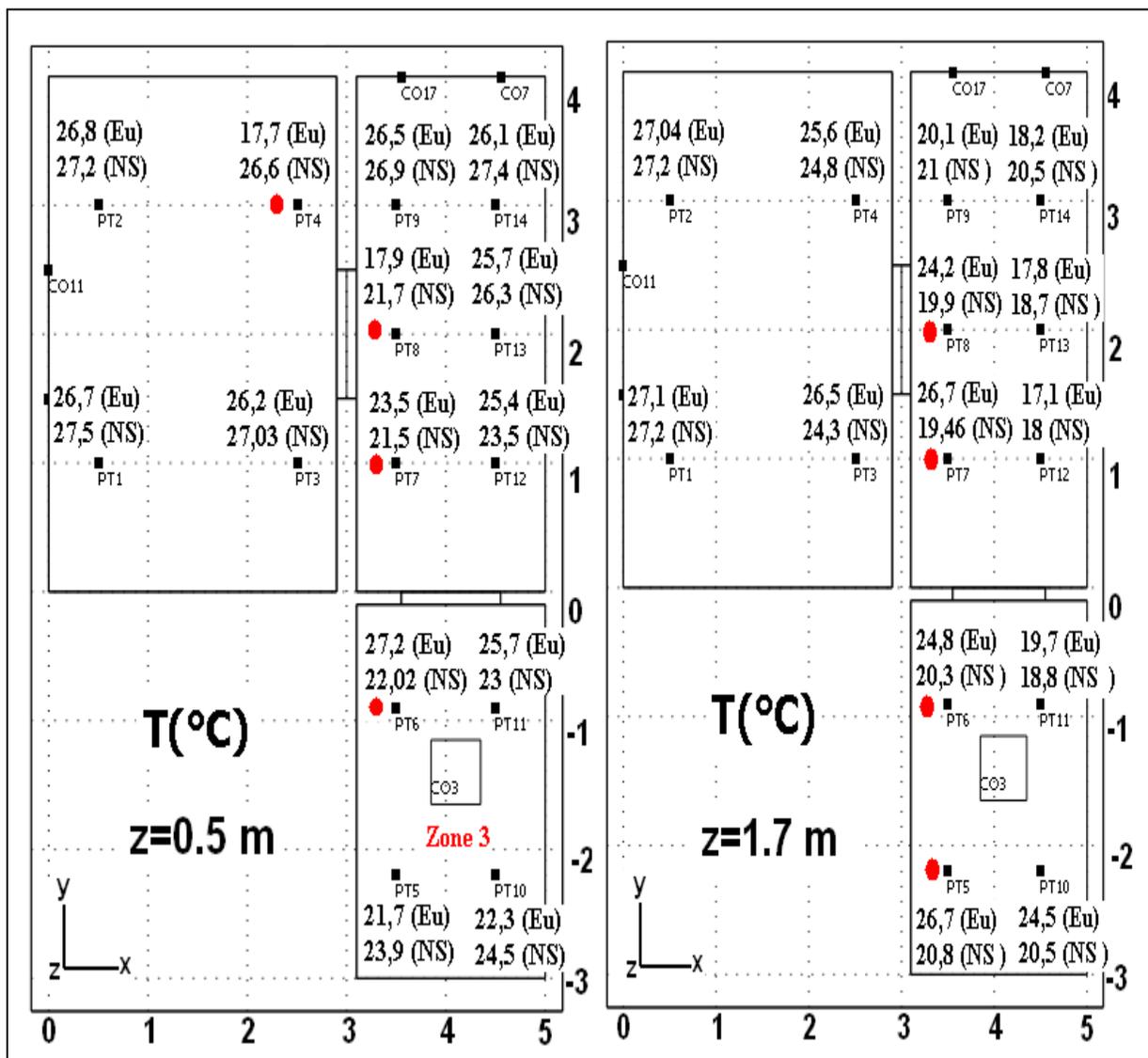


Figure 7.6 Distribution de la température dans le bâtiment multizone.

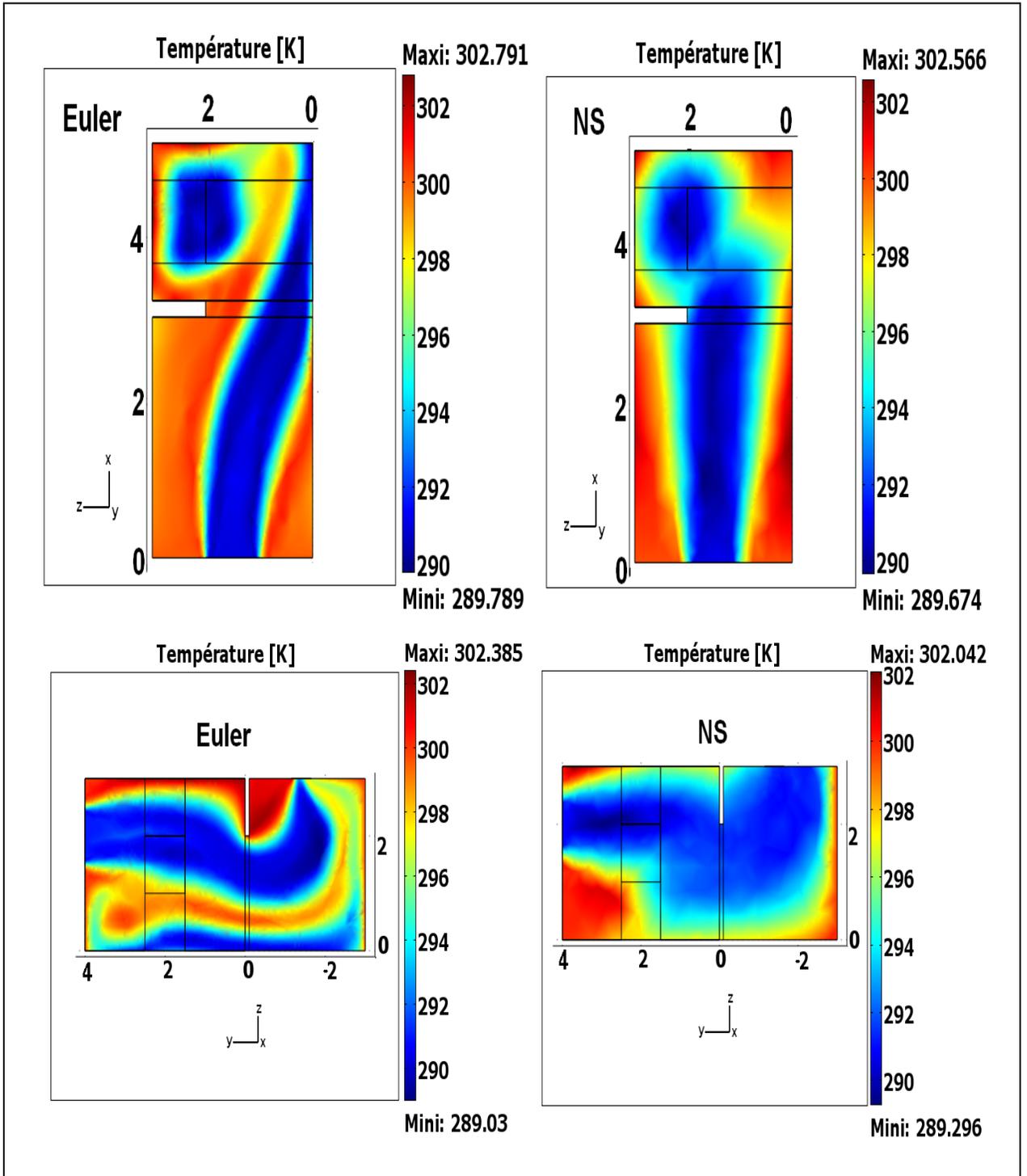


Figure 7.7 Champ de températures sur le plan xz ($y=2$) et yz ($x=4$).

En comparant les températures minimales et maximales présentées à la figure 7.8, on constate que ces températures concordent bien entre les deux modèles numériques. La différence demeure à la disposition des vitesses minimales dans le bâtiment multizone. Pour le modèle NS, la vitesse minimale se trouve au niveau de la zone 2 près de l'unité de soufflage où l'air est soufflé à 291 K, ce qui est entièrement logique. Par contre pour le modèle Euler, la température minimale se trouve au niveau de la zone 3. Ceci est certainement dû à la trajectoire de l'écoulement observé précédemment qui a donné lieu à certaines hétérogénéités des températures dans le bâtiment.



Figure 7.8 Disposition des températures minimales et maximales dans le bâtiment multizone.

7.2.4.3 Les concentrations

La concentration du SF₆ dans le bâtiment multizone aux deux hauteurs respectives $z=0,5$ m et $z=1,7$ m est présenté à la figure 7.9. On constate que le modèle non visqueux sous estime les concentrations du gaz traçant par rapport au modèle visqueux. Ceci est certainement dû aux différences observées au niveau des mouvements thermo-aérauliques précédents. Comme le démontre la figure 7.10, le modèle Euler prédit, d'une manière générale, une qualité d'air intérieur meilleure (faibles concentration du SF₆) que celle du modèle NS.

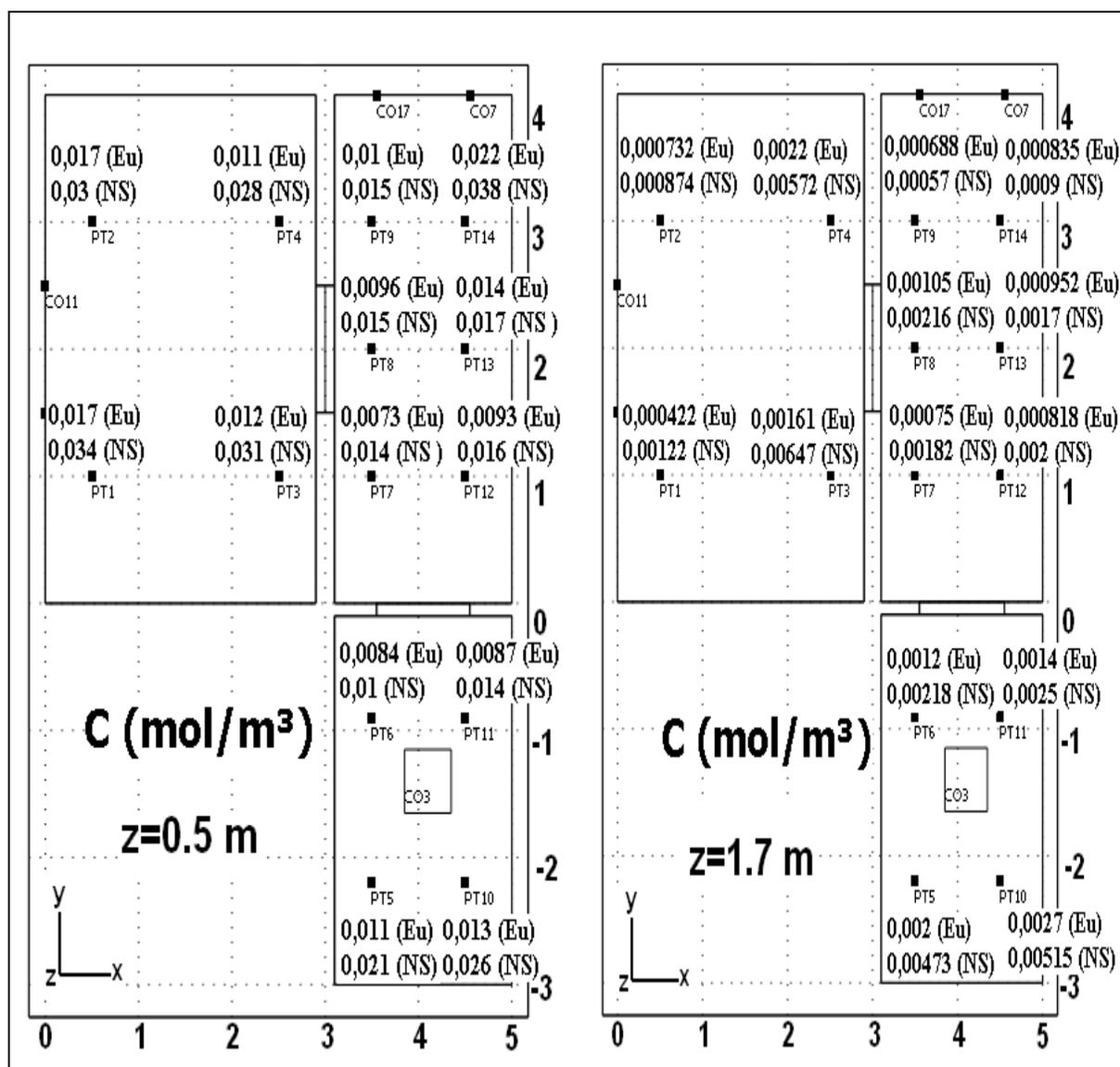


Figure 7.9 Distribution de la concentration du SF₆ dans le bâtiment multizone.

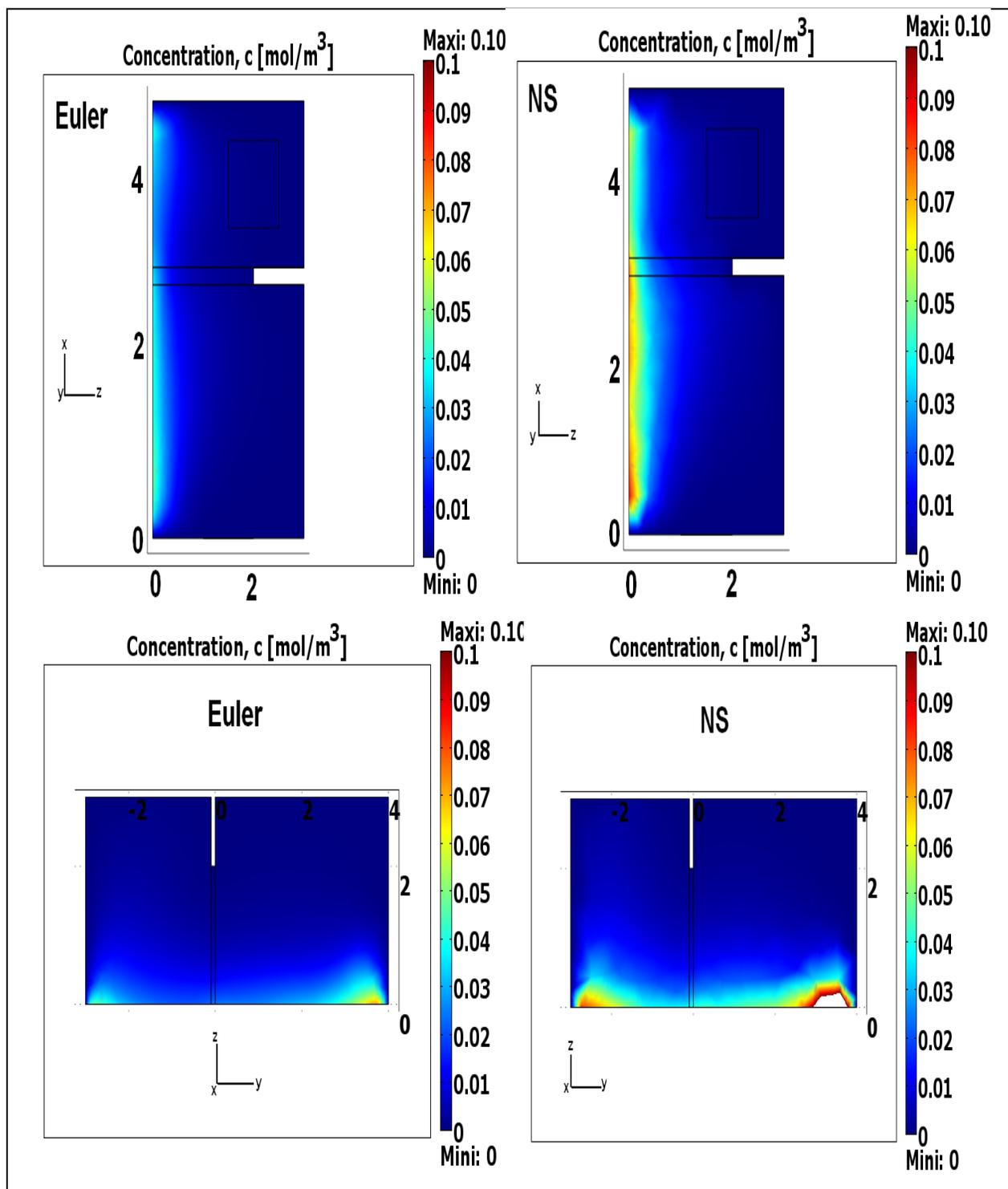


Figure 7.10 Champ de concentrations sur le plan xz ($y=2$) et yz ($x=4$).

En observant minutieusement les concentrations maximales et minimales ainsi que leurs positions dans le bâtiment multizone (figure 7.11), on constate clairement que le modèle Euler sous estime ces concentrations. Ce modèle non visqueux affiche un maximum de $0,09 \text{ mol/m}^3$ seulement, tandis que pour le modèle NS, ce maximum atteint les $0,26 \text{ mol/m}^3$. De plus, ces deux maximums se trouvent dans deux zones différentes. Le modèle NS prédit que la concentration maximale est atteinte au niveau de la zone 3, ce résultat est très logique car cette zone ne dispose, non seulement, d'aucune grille de soufflage d'air frais mais son plancher dégage aussi du SF_6 . Par contre, le modèle Euler prédit que la concentration maximale se trouve au niveau de la zone 1. De plus, cette concentration est inférieure à celle obtenue par le modèle NS.

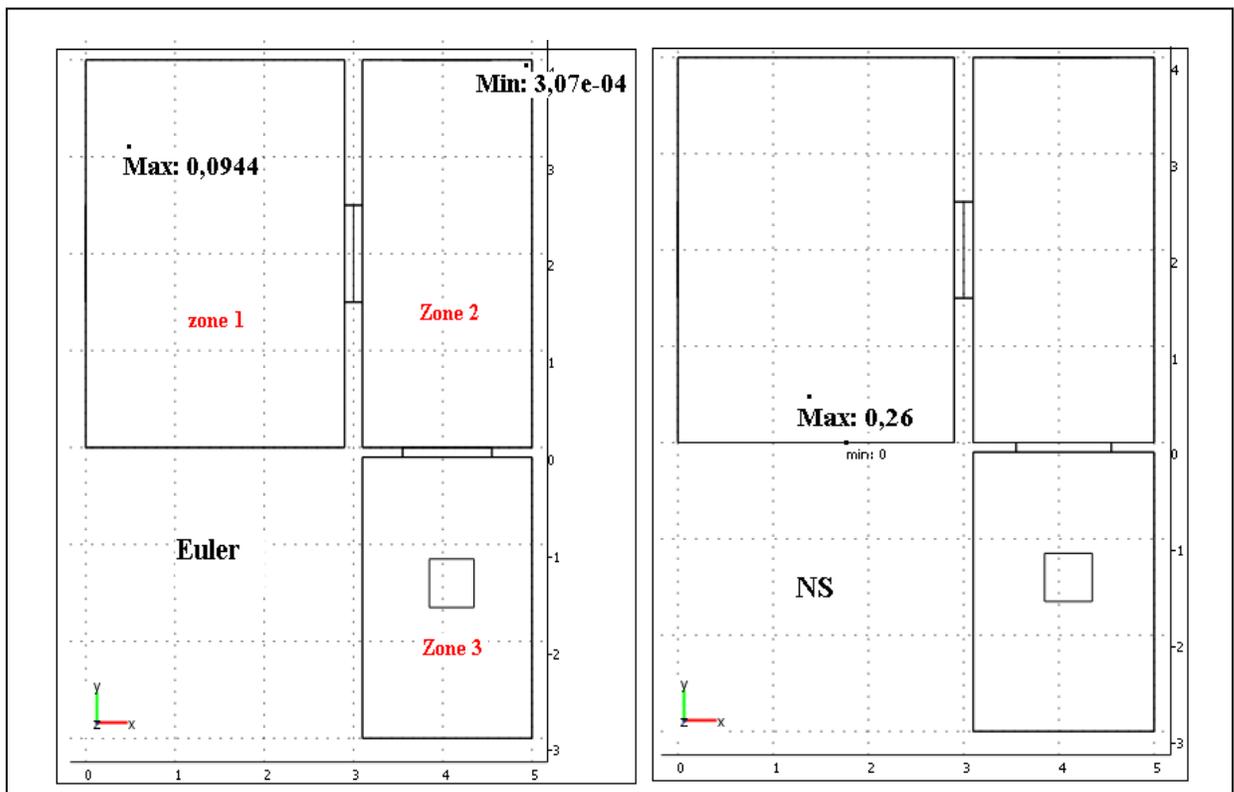


Figure 7.11 Disposition des concentrations minimales et maximales dans le bâtiment multizone.

7.2.4.4 Efficacité du système de ventilation

L'efficacité du système de ventilation est calculée à partir de l'équation 6.4. La figure 7.12 présente la distribution locale de ce paramètre d'efficacité en tout point de la pièce. Étant donné que les concentrations au niveau des unités de soufflage sont nulles (air frais), l'équation 6.4 prend la forme suivante :

$$\mathcal{E} = \frac{c_e}{c_L}$$

Où c_L est la concentration locale du contaminant gazeux (mol/m^3) et la variable c_e est la concentration molaire à la grille d'extraction.

Les résultats montrent que les deux modèles numériques présentent certaines concordances dans certains points du bâtiment et des différences notables dans d'autres. Les mouvements thermo-aérauliques et les dispersions des concentrations du contaminant gazeux, ont eu une influence notable sur la performance du système de ventilation utilisé.

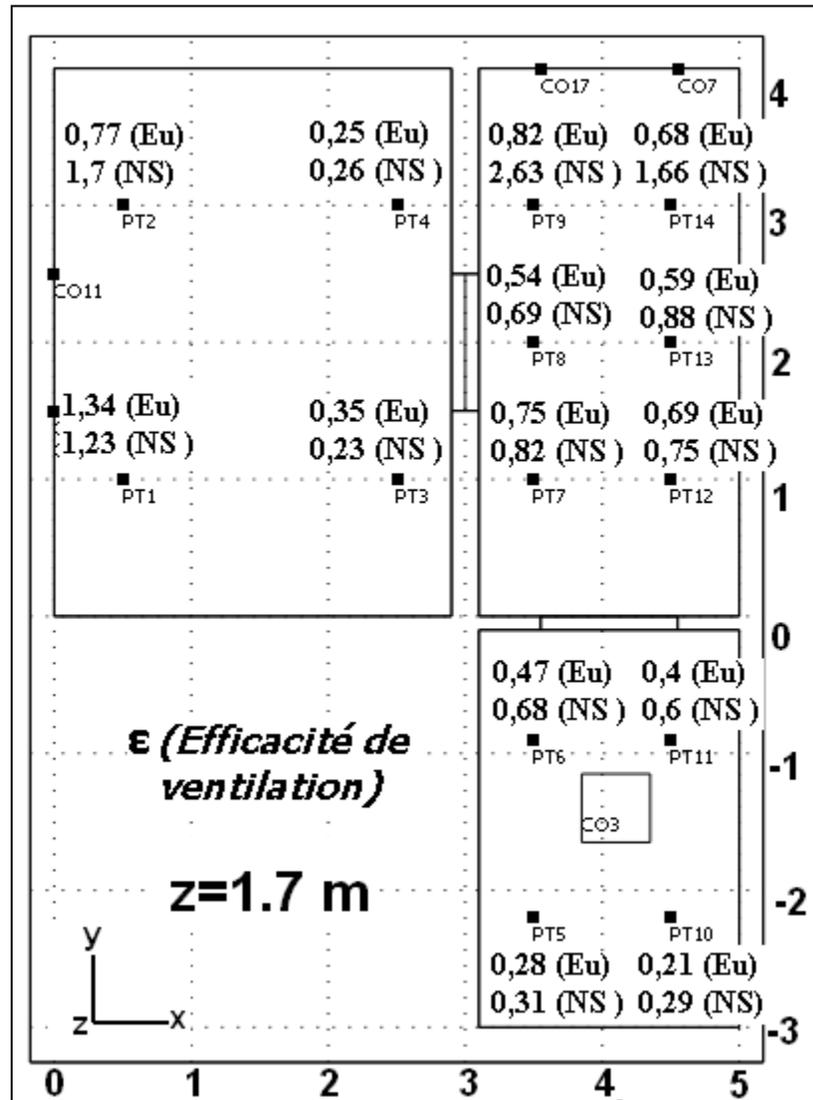


Figure 7.12 Degré d'efficacité locale de ventilation dans le bâtiment multizone
 $(c_e(\text{Euler}) = 5,68 \times 10^{-4} \text{ mol/m}^3, c_e(\text{NS}) = 1,5 \times 10^{-3} \text{ mol/m}^3)$.

En faisant une moyenne de tous ces paramètres locaux, on obtient l'efficacité moyen dans toutes les zones, ainsi que le degré d'efficacité global dans tout le bâtiment multizone. Les résultats sont présentés dans le tableau 7.4.

Tableau 7.4 Efficacité du système de ventilation pour le cas multizone

	Efficacité de la ventilation (ϵ)	
	NS	Euler
Zone 1	0,85	0,67
Zone 2	1,23	0,68
Zone 3	0,47	0,34
Tout le bâtiment	0,85	0,56

En comparant le degré d'efficacité entre les deux modèles numériques, on constate que le modèle Euler sous estime la qualité de l'air intérieur dans le bâtiment. Un écart de 51,4% est observé entre le modèle Euler et le modèle NS. Cette différence ne peut pas être négligée lorsqu'il s'agit de la santé et le bien être des occupants. De plus, il est clair que le système de ventilation adopté est insuffisant pour réduire ou éliminer le SF₆ d'une manière efficace dans le bâtiment multizone.

7.3 Conclusion du chapitre

Pour ce cas multizone, le modèle Euler se compare relativement bien avec le modèle NS pour l'évaluation des vitesses d'écoulements. Malgré certaines différences observées sur la distribution de la température dans quelques points du bâtiment, ce modèle non visqueux prédit comme même bien le profil thermique. Cependant, il trouve certaines limites pour une modélisation adéquate de la dispersion du SF₆ dans les différentes zones du bâtiment. Par conséquent, une sous estimation des concentrations du polluant gazeux est constatée dans le bâtiment.

En dépit de tous ces résultats obtenus, nous avons réussi à faire et pour un maillage identique pour les deux modèle numériques, un gain en temps de calcul de 30%. Ce gain pourrait être supérieur si un maillage plus grossier est utilisé pour le modèle Euler mais il faudrait tenir en compte la précision et la pertinence du résultat.

CONCLUSION

L'objectif de cette thèse est de démontrer la validité du modèle Euler pour l'évaluation des mouvements thermo-aérauliques, du confort thermique et de la qualité de l'air intérieur dans les bâtiments. Pour ce faire, les résultats numériques obtenus du modèle non visqueux ont été comparés aux résultats d'un modèle numérique considérant les effets de viscosité de l'écoulement (modèles Navier-Stokes (NS) et simulation des grandes échelles (LES)). Plusieurs scénarios de chauffage, de ventilation et de climatisation ont été considérés. Certains résultats issus de l'étude numérique ont été comparés à des mesures expérimentales prises au sein d'une pièce modèle construite à cet effet. Afin d'atteindre notre objectif, il a fallu passer par deux étapes principales, qui comportaient à leurs tour des sous-étapes importantes. La première étape principale avait pour but d'effectuer des mesures expérimentales dans une pièce modèle, en exposant cette dernière à différentes conditions climatiques intérieures. Par la suite, la deuxième étape consistait à modifier les équations de Navier-Stokes dans le logiciel Comsol en éliminant le terme de diffusion.

Pour l'étude bidimensionnelle, les résultats obtenus permettent de conclure que le modèle Euler peut prédire les mouvements thermo-aérauliques dans la pièce modèle d'une manière adéquate. Les distributions de vitesses et de températures se comparaient relativement bien à celles obtenues par le modèle Navier-Stokes lorsque les vitesses d'écoulements sont relativement faibles dans la pièce. Ceci a été observé dans le cas de chauffage par convection naturelle où les vitesses ne dépassaient pas 0,15 m/s. Par contre dans le cas de mouvements d'air importants, le modèle Euler trouve certaines limites lorsqu'on s'approche des bouches de soufflage où des gradients de vitesses significatifs existent. Le modèle Euler, dans une telle situation, surestime la vitesse d'écoulement. Cependant, les vitesses régnantes dans toute la pièce étant inférieures à 0,1 m/s, ces dernières ont peu d'influence sur le confort thermique. Ces mêmes constatations ont été observées pour l'étude tridimensionnelle. L'écart de température entre les modèle Euler et Navier-Stokes ne dépassait pas 1,8°C.

Malgré les écarts de vitesses et de températures observées pour l'étude tridimensionnelle, le modèle Euler a été en mesure de prédire le confort thermique global dans la pièce. Ses prédictions en matière de sensation thermique ressentie par les occupants, étaient semblables à celles prédites par le modèle Navier-Stokes. Le modèle non visqueux peut donc donner une évaluation globale et rapide sur l'état du confort d'un bâtiment. En effet, le gain en temps de calcul par rapport au modèle Navier-Stokes étant de l'ordre de 26% pour l'étude bidimensionnelle et 34% pour l'étude tridimensionnelle, pour les maillages utilisés. Dans le contexte de la simulation énergétique des bâtiments, il s'agit d'une réduction significative du temps de calcul.

Dans le but d'une meilleure compréhension du comportement du modèle Euler, les performances de cette approche pour évaluer la qualité de l'air intérieur ont été vérifiées pour deux stratégies de ventilation. Des écarts de 3% à 4,7% ont été constatés entre le modèle Euler et les résultats expérimentaux. L'efficacité de la ventilation obtenue du modèle Euler est presque identique aux valeurs expérimentales.

L'étendu de notre étude s'est porté à la fin sur une étude préliminaire de prédiction du champ de vitesse, température et concentration d'un polluant gazeux pour une simulation multizone. Les résultats issus de cette simulation multizone montrent que le modèle Euler concorde bien avec le modèle NS en matière de calcul des vitesses d'écoulements. Cependant l'aspect thermique semble être affecté à cause de la structure de l'écoulement et l'effet de la poussée d'Archimède. Cette force a conduit à des températures basses dans certains endroits du bâtiment et des températures chaudes dans d'autres. Par contre, les températures suivent les mêmes tendances que celles du modèle NS.

Concernant l'évaluation des concentrations molaires d'un polluant gazeux (SF_6), le modèle Euler trouve une certaine limite à prédire la dispersion du gaz. Il a tendance à sous estimer cette concentration dans les différentes zones du bâtiment. Une différence de 51% est observée entre les deux modèles numériques pour l'évaluation du degré d'efficacité de la ventilation utilisée dans le bâtiment multizone.

La stratégie énergétique du Québec pour 2006-2015 prévoit un plan d'ensemble visant l'efficacité énergétique et une révision des règlements et codes en efficacité énergétique. Le secteur du bâtiment est directement touché par la révision de la réglementation. Les firmes d'architecte et les bureaux d'ingénieurs conseil œuvrant dans ce secteur devront affronter le double défi de concevoir des bâtiments moins énergivores tout en améliorant la qualité de l'air intérieur et le confort des occupants. En effet, la mauvaise compréhension du comportement de l'enveloppe du bâtiment vis à vis les conditions ambiantes intérieures et les conditions climatiques extérieures aux quelles elle est soumise, peut engendrer une perte considérable de l'énergie consommée. Avec les temps de simulations énormes et onéreux que prennent la majorité des modèles numériques pour l'évaluation du confort thermique et de la qualité de l'air intérieur, nous considérons que le modèle Euler proposé dans cette thèse est très prometteur pour parer à de telles difficultés.

RECOMMANDATIONS

Au vu de nos résultats et suite aux diverses études présentées dans cette thèse, il apparaît clairement que d'autres investigations s'avèrent importantes et complémentaires. Nous proposons quelques pistes à explorer, qui pourront être effectués dans le futur par d'autres chercheurs du même domaine et qui pourront enrichir d'avantage ce modeste travail. Ces pistes peuvent être énumérées comme suit :

1. Comparer le modèle Euler (modèle zonal) à d'autres modèles zonaux (modèles empiriques, à régime de pression, etc.).
2. Comparer les temps de calcul obtenus par les deux modèles numériques de façon plus rigoureuses.
3. Introduire un module de calcul des échanges de chaleur par rayonnement au code Euler. Malgré le fait que l'évaluation des indices de confort thermique tient compte du rayonnement par le biais de la température radiante moyenne (déterminée expérimentalement), il serait pertinent de calculer la température radiante moyenne sans avoir recours aux mesures expérimentales.
4. Prendre en considération l'humidité dans le bâtiment en résolvant, comme équation supplémentaire, l'équation de concentration de l'humidité.
5. Tester le modèle Euler pour d'autres stratégies de ventilation : d'autres systèmes de ventilation, des emplacements différents des bouches de soufflage et d'extraction, etc.
6. Tester aussi la capacité de ce modèle non visqueux pour l'élimination de d'autres types de contaminants, hors le SF₆.
7. Appliquer les six points, cités ci-dessus, pour un bâtiment multizone.

ANNEXE I

TABLEAUX ET COURBES DE DISTRIBUTION DE L'INDICE D'INCONFORT PD

La norme ASHRAE 55 présente des courbes de distribution de l'indice d'inconfort PD en fonction de la température radiante asymétrique, de la température du plancher et de la différence de température entre la tête et le pied d'un occupant, comme suit :

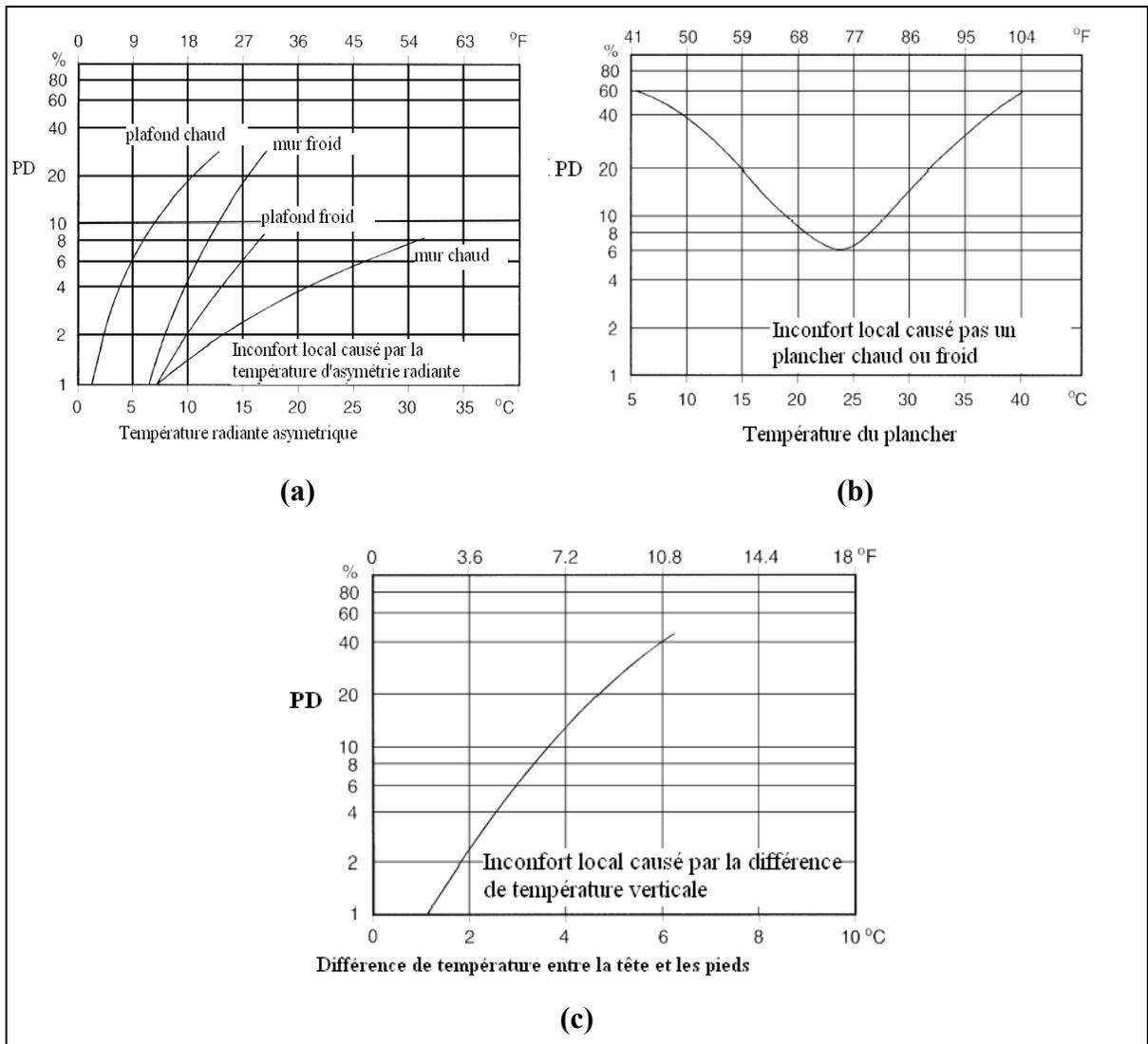


Figure I.1 Pourcentage de personnes insatisfaites causé par: (a) l'asymétrie de radiation, (b) un sol chaud ou froid, (c) un gradient vertical de température.

(ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004)

Les limites acceptables fixées par l'ASHRAE 55 concernant le pourcentage de personnes insatisfaites à cause de l'asymétrie radiante par rapport à l'exposition de l'occupant à différentes types de parois sont représentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau I-1 Température d'asymétrie radiante
(ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004)

Température d'asymétrie radiante °C (°F)			
Plafond chaud	Mur froid	Plafond froid	Mur chaud
< 5 °C (9.0) (°F)	< 10 (18.2)	< 14 (25.2)	< 23 (41.4)

Le tableau ci-dessous indique le pourcentage de personnes insatisfaites acceptable (compatible avec un environnement thermiquement confortable) pour chaque cause d'inconfort local. Toutes les conditions indiquées dans ce tableau doivent être remplies pour assurer le confort thermique.

Tableau I-2 Pourcentage d'insatisfaits PD pour cause d'inconfort local
(ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004)

Inconfort dû au courant d'air	PD dû au gradient vertical de température	PD dû aux planchers chauds et froids	PD dû à l'asymétrie radiante
< 20%	< 5%	< 10%	< 5%

ANNEXE II

PHOTOS DE LA PIÈCE MODÈLE ET DES DISPOSITIFS DE MESURE

Dans cette annexe, nous présentons quelques photos de la pièce modèle où le volet expérimental s'est déroulé, ainsi que les dispositifs de mesure utilisés pour la prise des paramètres thermo aérauliques nécessaires pour l'évaluation du confort thermique. La figure II.1 représente les premières étapes de construction de la pièce modèle.

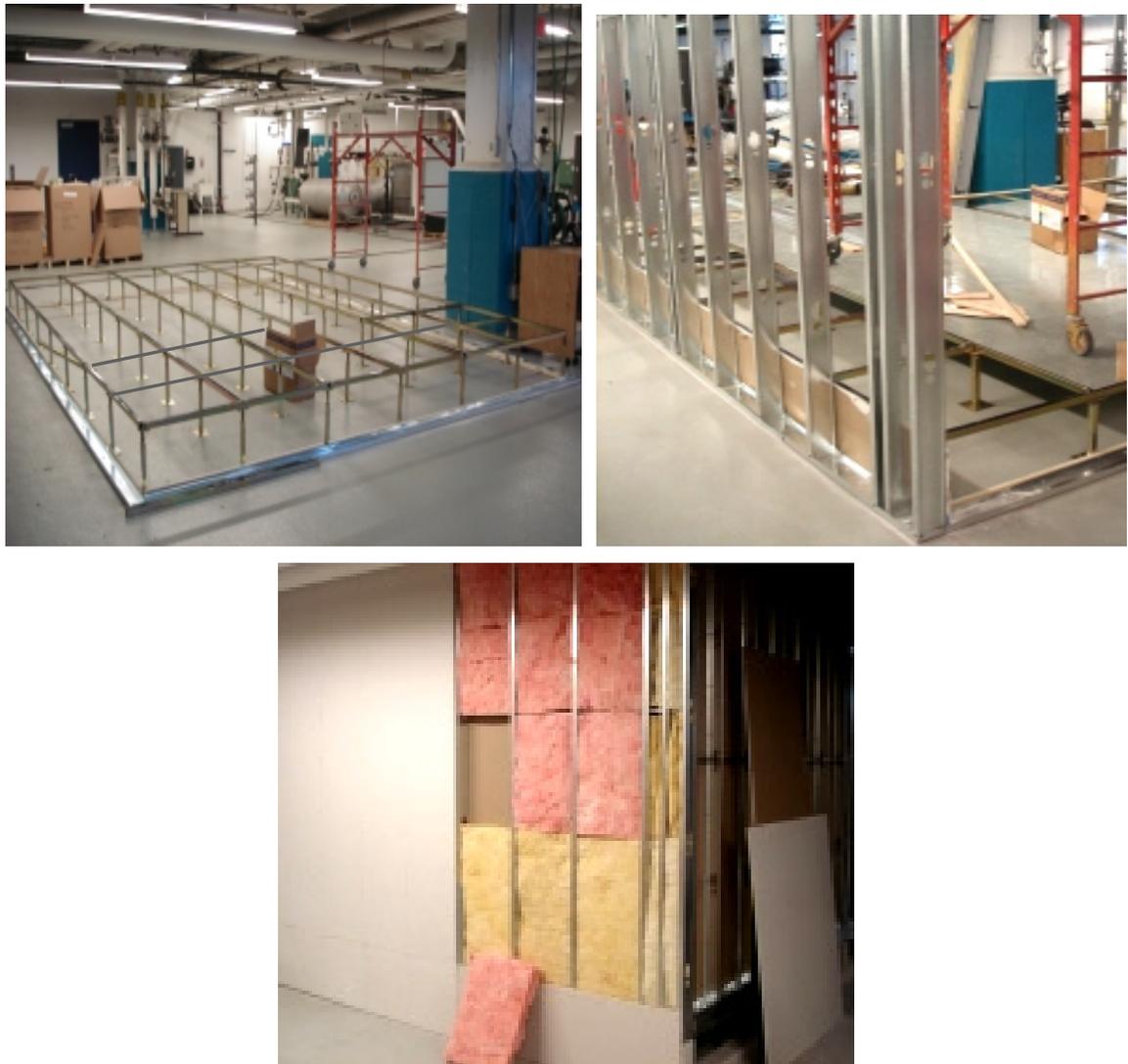


Figure II.1 Construction de la pièce modèle.

La figure II.2 présente l'alimentation des panneaux radiants en eau froide ou en eau/chaude pour simuler respectivement, des parois en période hivernale/estivale. Chaque panneau peut être alimenté de façon indépendante grâce à des valves 2 voies.

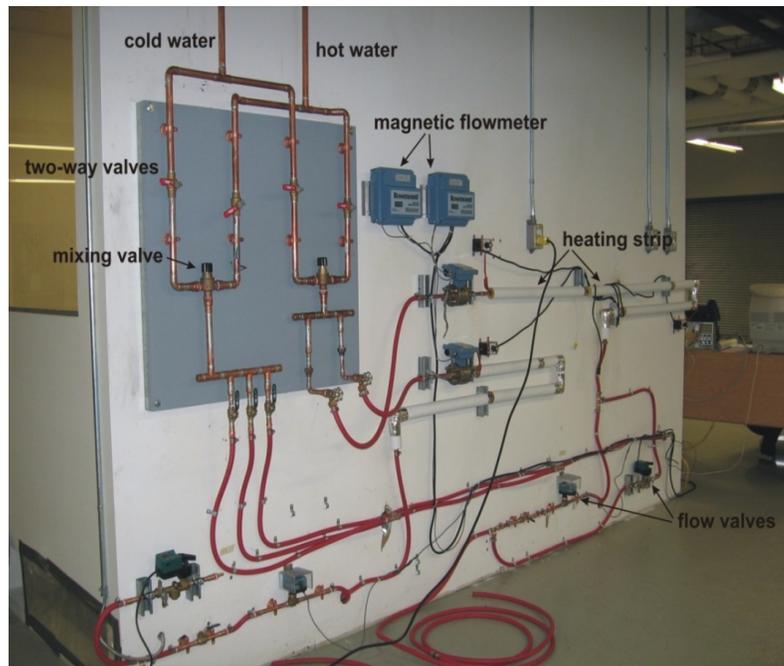


Figure II.2 Tuyaux d'alimentation et système de contrôle des panneaux radiants.

Un thermocouple a été collé sur chaque panneau radiant (*Voir* figure II.3) et sur les autres parois de la pièce pour mesurer la température moyenne des murs. Les températures prises sont introduites comme conditions aux frontières dans les modèles numériques. Afin de mesurer les températures régnantes dans la pièce modèle, d'autres thermocouples sont placés à différentes positions et à différentes hauteurs de la chambre (*Voir* figure II.4). L'emplacement des thermocouples dans le volume de la pièce a différé pour chaque cas étudié dans cette thèse.



Figure II.3 Emplacements de thermocouples sur les trois panneaux radiants.



Figure II.4 Emplacement des thermocouples dans la pièce modèle.

Ces thermocouples sont reliés directement à une carte d'acquisition de données, qui est reliée à son tour à un ordinateur (Voir figure II.5) pour la lecture des mesures prises. Cette lecture se fait par le logiciel LabView où son interface affiche les températures associées en temps réel pour chaque thermocouple (Voir figure II.6).

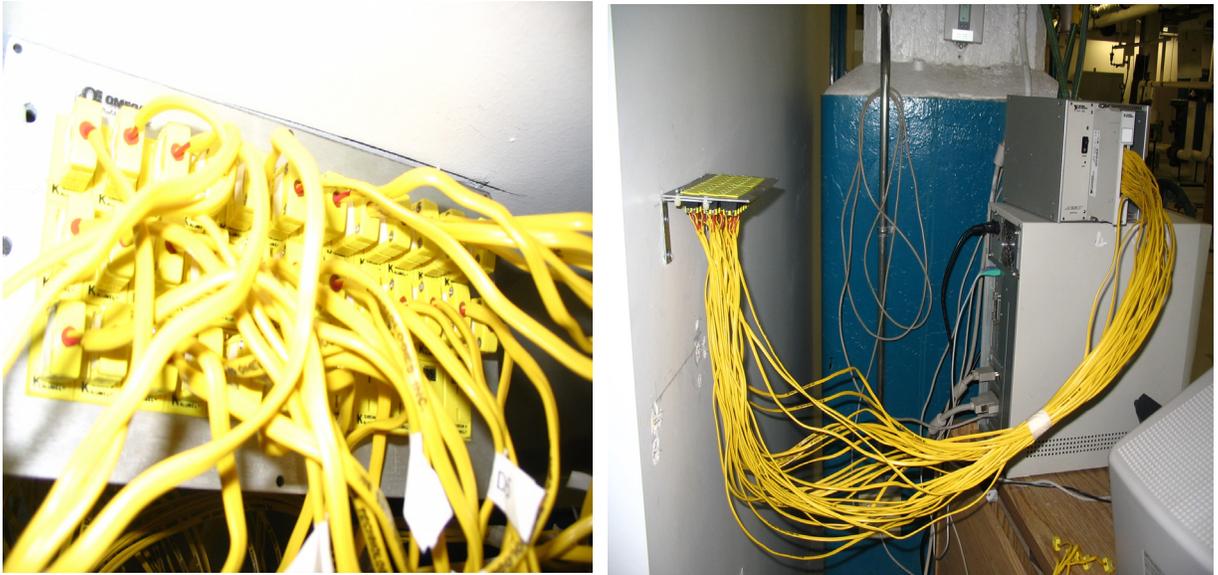


Figure II.5 Connexion des thermocouples vers l'ordinateur.



Figure II.6 Interface créée à l'aide du logiciel LabView.

La mesure de la vitesse d'écoulement et de la température globe noir se fait respectivement par l'anémomètre à fil chaud et un thermomètre globe noir présentés dans les figures ci-dessous.



Figure II.7 Anémomètre à fil chaud.

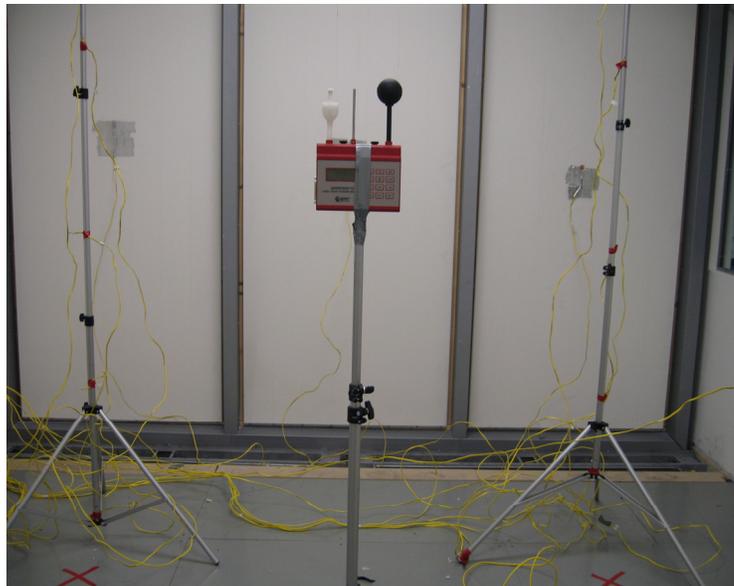


Figure II.8 Emplacement du thermomètre globe noir dans la pièce modèle.

ANNEXE III

CALCUL DES ÉCHANGES THERMIQUES PAR RAYONNEMENT

Les équations de transfert de chaleur par rayonnement n'ont pas été prises en considération dans les équations d'Euler et dans les équations de Navier-Stokes. Afin d'évaluer l'impact du rayonnement sur les profils de températures présentés dans cette thèse, le calcul du flux de chaleur par rayonnement, dans la pièce modèle, a été effectué.

L'exemple considéré est le cas 3D de climatisation. Dans ce cas particulier, le mur radiant est alimenté en eau chaude ce qui permet de simuler une paroi chaude en été.

L'échange par rayonnement (Φ) entre deux surfaces grises dans un milieu non participant s'exprime de la manière suivante :

$$\Phi = F_{12} \sigma \varepsilon (T_1^4 - T_2^4)$$

Où :

F_{12} : facteur de forme entre les deux surfaces 1 et 2.

σ : constante de Stephan Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W. m}^{-2}. \text{ K}^{-4}$

ε : émissivité (dans ce cas $\varepsilon = 0,95$ pour des panneaux en aluminium)

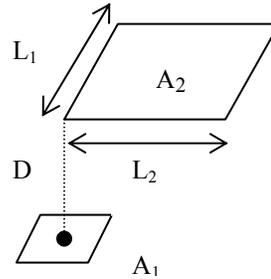
T_1 et T_2 : températures moyennes des deux surfaces (Kelvin)

Le facteur de forme est donné, pour des géométries simples, en fonction de la disposition du mur radiant par rapport aux autres murs de la pièce. Il s'exprime par les expressions analytiques suivantes:

Pour des surfaces parallèles :

$$F_{A1-A2} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{X}{\sqrt{1+X^2}} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} + \frac{Y}{\sqrt{1+Y^2}} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} \right)$$

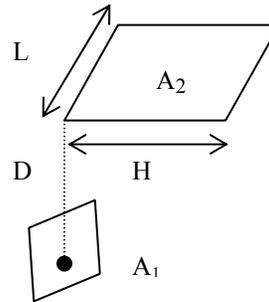
$$X = \frac{L_1}{D}, \quad Y = \frac{L_2}{D}$$



Pour des surfaces perpendiculaires :

$$F_{A_1-A_2} = \frac{1}{2\pi} \left[\tan^{-1} \frac{1}{X} - \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{Y}{X}\right)^2}} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{X^2 + Y^2}} \right]$$

$$X = \frac{L}{D}, \quad Y = \frac{H}{D}$$



Le flux de chaleur par rayonnement entre le mur radiant et le mur d'en face, pour le cas de climatisation, est de 308 W.m^{-2} et entre le mur radiant et le mur adjacent est de $98,8 \text{ W.m}^{-2}$. Dans ce cas, Les flux de chaleur par rayonnement sont assez importants.

ANNEXE IV

PROGRAMME DE CALCUL DES INDICES DE CONFORT THERMIQUE

Cette annexe présente le programme permettant le calcul des indices de confort thermique PMV et PPD

PMV-PPD PROGRAM

* COMPUTER PROGRAM FOR CALCULATION OF PREDICTED MEAN VOTE (PMV) AND PREDICTED PERCENTAGE OF DISSATISFIED (PPD) IN ACCORDANCE WITH ISO 7730 AND ASHRAE 55

* READ DIFFERENT PARAMETER: CLOTHING (CLO), METABOLIC RATE (MET),

* EXTERNAL WORK (WME), AIR TEMPERATURE (TA), MEAN RADIANT TEMPERATURE (TR),

* RELATIVE AIR VELOCITY (VEL), RELATIVE HUMIDITY (RH), WATER VAPOR PRESSURE (PA)

* CLO(clo), MET(met), WME(met), TA(c), TR(c), VEL(m/s), RH(%), PA(Pa)

REAL CLO, MET, WME, TA, TR, VEL, RH, M, MW, ICL

READ(*,*)CLO

READ(*,*)MET

READ(*,*)WME

READ(*,*)TA

READ(*,*)TR

READ(*,*)VEL

READ(*,*)RH

WRITE(*,*)TA

SIGMA=EXP(16.6536-4030.183/(TA+235))

PA=RH*10*SIGMA

C THERMAL INSULATION OF THE CLOTHING

ICL=0.155*CLO

C METABOLIC RATE IN W/M2

```

M=MET*58.15
C EXTERNAL WORK IN W/M2
W=WME*58.15
* INTERNAL HEAT PRODUCTION IN THE HUMAN BODY
MW=M-W
* CLOTHING AREA FACTOR
IF (ICL.LT.0.078) THEN
FCL=1+1.29*ICL
ELSE
FCL=1.05+0.645*ICL
ENDIF
*HEAT TRANSFER COEFFICIENT BY FORCED CONVECTION
HCF=12.1*SQRT (VEL)
* TEMPERATURE IN KELVIN
TAA=TA+273
TRA=TR+273
* CALCULATE SURFACE TEMPERATURE OF CLOTHING BY ITERATION
TCLA=TAA+ (35.5-TA) / (3.5*(6.45*ICL+0.1))
P1=ICL*FCL
P2=P1*3.96
P3=P1*100
P4=P1*TAA
P5=308.7-0.028*MW+P2*(TRA/100)**4
XN=TCLA/100
XF=XN
*NUMBER OF ITERATION
N=0
*STOP CRITERIA IN ITERATION
EPS=0.00015
20 XF= (XF+XN) /2
* HEAT TRANSFER COEFF BY NATURAL CONVECTION
HCN=2.38*ABS (100*XF-TAA) **0.25
IF (HCF.GT.HCN) THEN
HC=HCF
ELSE
HC=HCN
ENDIF

```

```

XN= (P5+P4*HC-P2*XF**4) / (100+P3*HC)
N=N+1
IF (N.GT.150) THEN
  GOTO 40
ELSE
  IF (ABS (XN-XF) .GT.EPS) THEN
    GOTO 20
  ENDIF
ENDIF
TCL=100*XN-273
* HEAT LOSS DIFF THROUGH SKIN
  HL1=3.05*0.001*(5733-6.99*MW-PA)
* HEAT LOSS BY SWEATING (COMFORT)
  IF (MW.GT.58.15) THEN
    HL2=0.42*(MW-58.15)
  ELSE
    HL2=0
  ENDIF
*LATENT RESPIRATION HEAT LOSS
  HL3=1.7*0.00001*M*(5867-PA)
* DRY REPIRATION HEAT LOSS
  HL4=0.0014*M*(34-TA)
* HEAT LOSS BY RADIATIO
  HL5=3.96*FCL*(XN**4-(TRA/100)**4)
* HEAT LOSS BY CONVECTION
  HL6=FCL*HC*(TCL-TA)
* CALCULATE PMV AND PPD
* THERMAL SENSATION TRANSFER COEFF
  TS=0.303* EXP(-0.036*M)+0.028
  PMV=TS*(MW-HL1-HL2-HL3-HL4-HL5-HL6)
  PPD=100-95*EXP(-0.03353*PMV**4-0.2179*PMV**2)
  WRITE(*,*) PMV, PPD
40  PMV=99999
  PPD=100
  WRITE(*,*) PMV, PPD
  STOP
  END

```

ANNEXE V

SYSTÈMES D'ÉQUATIONS DU MODÈLE LES

Les équations de conservation résolues par FDS s'expriment comme suit :

Conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{U} = 0$$

Conservation des espèces

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho Z_i] + \nabla \cdot \rho Z_i \mathbf{U} = \nabla \cdot [\rho \mathcal{D}]_i \nabla Z_i$$

Conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} \right] + \nabla p = \rho \mathbf{g} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}$$

Conservation d'énergie

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho h] + \nabla \cdot \rho h \mathbf{U} - \frac{dp_o}{dt} = q''' + \nabla \cdot k \nabla T + \nabla \cdot \sum_i h_i (\rho \mathcal{D})_i \nabla Z_i$$

Ces équations de conservation sont couplées à l'équation d'état :

$$p_o = \rho T R \sum [Z_i / M_i]$$

Dans ces équations, ρ est la masse volumique de l'air, \mathbf{U} est le vecteur vitesse de l'écoulement, Z_i et D_i représentent respectivement la fraction massique et le coefficient de diffusion du gaz « i », p_o est la pression, $\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}$ est le tenseur visqueux et \mathbf{g} est le vecteur gravité. L'enthalpie est représentée par la variable h , T est la température, q''' représente un

terme source par unité de volume et \mathfrak{R} est la constante universelle des gaz. Ces équations de conservation sont résolues par la technique des différences finies. Le modèle de sous-maille est représenté par une hypothèse de viscosité turbulente telle que proposée par Smagorinsky [9] :

$$\mu_{\text{eff}} = \rho [C_S \Delta]^2 |S|$$

où C_S est une constante empirique, Δ est une longueur et $|S|$ est la grandeur du tenseur de déformation.

$$|S|^2 = 2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2$$

Dans le modèle numérique, l'énergie thermique dégagée par les occupants, les ordinateurs et le système d'éclairage est considérée en imposant un flux de chaleur (W/m^2) correspondant au taux de transfert thermique spécifié dans le tableau 1 et divisé par la surface respective de chaque élément.

BIBLIOGRAPHIE

- ANSI/ASHRAE Standard 55. 2004. *Thermal Environment Conditions for Human Occupancy*. ASHRAE, ATLANTA,
- ASHRAE Standard 62. 2001. *Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality*. ATLANTA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, INC, 201 p.
- Axley, J, et R.Grot. 1989. « The coupled airflow and thermal analysis problem in building airflow system simulation ». ASHRAE Transactions, vol. 95, n° 2, p. 621-628.
- Benzinger, T.H. 1978. « The physiological basis for thermal comfort ». In *Indoor Climate, Proceeding of the First International Indoor Climate Symposium*. p. 441-476. Copenhagen.
- Birdsall, B, W.F.Buhl, K.L.Elligton, A.E.Erdem et F.C.Winkelmann. 1990. *Overview of the DOE-2 building energy analysis program*. Coll. « Technical report », LBL-197350. Berkley, CA, USA: Lawrence Berkeley National Laboratory
- Blast Support Office. 1999. « Blast3.0 users manual ». En ligne. University of Illinois, urbana-Champaign, illinois (USA).: <<http://www.p2pays.org/ref/36/35810.pdf>>. Consulté le mai 2004.
- Boudaud, D, F. X. Rongere, D. Covalet et B. Gauthier. 1993. « CLIM 2000: Modular software for energy simulation in buildings ». In (Adelaide (Australia)), IBPSA p. 19-25.
- Boudaud, F , A. Jendel, E. Lariviere et Louberen. 1998. « ALLAN. Simulation: Version3.2 ». In. Sophia-Antipolis, France: Les actes de la conférence IBPSA.
- Boukhris, Y, L Gharbi et N Ghrab-Morcos. 2008. « Simulating Air Flow, with a zonal model, for natural Convection in a Partitioned Dwelling ». *International Journal of Ventilation*, vol. 7, n° 3, p. 207-219.
- Boyer, A, A. Laurent, A. P, L.Mara et T.A. 1999. « Building ventilation: A pressure airflow model; computer generation and elements of validation. ». *Energy and building.*, vol. 29, p. 283-292.
- Brau, J, G.Achard, F.Allard et J.M.Pllier. 1983. « Comparaison of different thermal models for buildings with experiments in artificial climatic conditions ». ASHRAE Transactions, vol. 89 n° 1A, p. 23-34.

- Brau.J. 1987. « Micro-informatique et comportement thermique des bâtiments en régime variable: CODYBA ». Revue Génie Climatique, p. 15-23.
- Budaiwi, I.M. 2007. « An approach to investigate and remedy thermal-comfort problems in buildings ». Building and Environment, vol. 42, p. 2124-2131.
- Buhl, W.F, A.E. Erdem, F.C.Winkelmann et E.F. Sowell. 1993. « Recent Improvements in SPARK: Strong-Component, Decomposition, Multivalued Objects and Graphical Editors ». In (Adelaide, South Australia), IBPSA. p. 283-289.
- Building Energy Software Tools, et 1999. *US department of energy: office of building technology, State and community Programs.* . En ligne. <<http://www.eren.doe.gov/buildings/tools-directory/>>.
- Building Research Establishment. 1993. *Breeze 6.0 user manual, BRE9uk.* <http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleURL&_udi=B6V23-44GHHV0-6&_user=10&_rdoc=1&_fmt=&_orig=search&_sort=d&view=c&_acct=C000050221&_version=1&_urlVersion=0&_userid=10&md5=aeaaa5add75c132757758fe9c533bc62>.
- Cahng, T.J., H.M. Kao et Y.F. Hsieh. 2007. « Numerical study of the effect of ventilation pattern on coarse, fine, and very fine particulate matter removal in partitioned indoor environment ». Journal of the air & Waste Management Association, vol. 57, n° 2, p. 179-189.
- Chen, Q. 2009. « Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications ». Building and Environment, vol. 44, n° 4, p. 848-858.
- Chen, Q., W Xu et F.T.M. Nieuwstadt. 1998. « A new one-equation turbulence model for near-wall convection. ». International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, p. 3161-3176.
- Cheong, K.W.D, W.J.Yu, S.C.Sekhar, K.W.Tham et R.Kosonen. 2007. « Local thermal sensation and comfort study in a field environment chamber served by displacement ventilation system in the tropics ». Building and Environment, vol. 42, p. 525-533.
- Conseil national de recherches du Canada, et Institut de recherche en construction. 2003. « Qualité de l'air intérieur et confort thermique dans les bâtiments a aire ouverte ». IRC, vol. 64.
- Corgnati, S.P, M.Filippi et S.Viazzo. 2007. « Perception of the thermal environment in high school and university classrooms: Subjective preferences and thermal comfort ». Building and Environment, vol. 42, p. 951-959.

- Crawley, D.B, L.K.Lawrence et P.C.O. 1999. « Energyplus: A New generation building energy simulation program ». In *Renewable and advanced Energy Systems for the 21 st Century* (Lahaina, Maui,Hawai (US)). p. 14.
- Czelusniak, T, K.C Mendonça et M.O Abadie. 2009. « Validation of the zonal method for the case of isothermal airflow in a rectangular cavity ». In *Eleventh International IBPSA Conference* (July 27-30 2009), sous la dir. de Simulation, Building. Glasgow, Scotland.
- Dorer, V, et A.Weber. 1999. « Air contaminant and heat transport models: Integration and application ». *Energy and Buildings*, vol. 30, n° 1, p. 97-104.
- Emmerich, S, et K.Mc Grattan. 1998. « Application of a large eddy simulation model to study room airflow ». *ASHRAE Transactions*, vol. 104, n° 1, p. 1-9.
- Esru. 1997. « ESP-r: A Building and plant energy simulation environment, user guide version 9 series ». ESRU publication, University of Strathclyde, Glasgow (UK), pp. 73.
- F.Ladeine, et M.Nearron. 1997. « CFD Applications in the HVAC industry ». *ASHRAE Journal*, vol. 39(1), p. 44.
- Fanger, P.O. 1970. *Thermal Comfort*. Coll. « McGraw-Hill ». New York.
- Fauconnier, R, P.Guillemard et A.I.Grelat. 1987. « Algorithmes des simulations du comportement thermique des bâtiments BILGA et BILBO ». *Annales ITBTP*, n° 457, p. 86-123.
- Feustel, H.E., et A. Rayner-Hooson. 1990. *COMIS Fundamentals*. Coll. « Technical report, Applied Science Division », LBNL-28560.
- Flomerics. 2008. En ligne. < www.flomerics.fr >. Consulté le 20 septembre 2008.
- Godfried, A. 2002. « Trends in building simulation ». *Building and Environment*, vol. 37, p. 891-902.
- Grelat, A. 1987. *Approche des phénomènes de circulation et de stratification de l'air dans les locaux chauffés par le programme de simulation thermique multizone BILGA* St-Remy- Les Chevreuses: CEBTP. Consulté le 10 juin 2004.
- Griffith, B, et Q. Chen. 2003. « A Momentum Zonal Model for predicting zone airflow and temperature distributions to enhance building load and energy simulations ». *HVAC&RESEARCH*, vol. 9, p. 305-325.

- Guernouti, Sihem. 2008. « Méthode d'analyse du comportement thermo-aéraulique des bâtiments pour la construction de modèles zonaux adaptatifs ». Thèse de doctorat, France, École polytechnique de l'université de Nantes, 157 p.
- Guohui, G, et Hazim B.A. 1994. « Numerical simulation of the indoor environment ». *Building and Environment*, vol. 29 n° 4, p. 449-459.
- Guoqing, He, Yang Xudong et J. Srebric. 2005. « Effects of Source Type and Location on Contaminant Dispersion in a Displacement Ventilated Room ». *ASHRAE Transactions*, n° 1, p. 646-652.
- Haghighat, F, Y.Li et A.Megri. 2001. « Developpment and validation of a zonal model - POMA- ». *Building and Environment*, vol. 36, p. 1039-1047.
- Hanqing, W, H.Chunhua, L.Zhiqiang, T.Guangfa, L.Yingyun et W.Zhiyong. 2006. « Dynamic evaluation of thermal comfort environment of air-conditioned buildings ». *Building and Environment*, vol. 41, p. 1522-1529.
- Hayson. J.C, et Reardon J.T. 1998. *Pourquoi les maisons ont besoin de ventilation mécanique*. En ligne. <http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/pubs/ctus/14_f.html>. Consulté le 20 juin 2007.
- He, G. 2003. « Modelling Indoor Polluant Exposures under Different Ventilation Scheme ». Thèse de Doctorat, University of Miami, 213 p.
- Hee-Jin, P, et H.Dale. 2001. « The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD Study ». *ASHRAE Transactions*, vol. 36, p. 883-889.
- Henze, G.P, J.Pfafferott, S.Herkel et C.Felsmann. 2007. « Impact of adaptative comfort criteria and heat waves on optimal building thermal mass control ». *Energy and Buildings*, vol. 39, p. 221-235.
- Hittle, D.C. 1979. *Building loads analysis and system thermodynamics (BLAST) users manual (version 2.0)*. Coll. « Technical report E-153 ». Champaign, IL.
- Hwang, R.L, T.P.Lin et N.J.Kuo. 2006. « Field experiments on thermal comfort in campus classrooms in Taiwan ». *Energy and Buildings*, vol. 38, p. 53-62.
- Inard, C, A.Meslem et P.Depecker. 1998. « Energy Consumption and Thermal Comfort in Dwelling-cells: A Zonal-model Approach ». *Building and Environment*, vol. 33, p. 279-291.
- Inard, C, H.Bouia et P.Dalicienx. 1996. « Prediction of temperature distribution in buildings with a zonal model ». *Energy and Buildings*, vol. 24, p. 125-132.

- Inard, C., H. Bouia et P Dalicieux. 1996. « Prediction of temperature distribution in buildings with a zonal model ». *Energy and Building*, vol. 24, p. 125-132.
- Incoma. 2008. *Énergies renouvelables*. En ligne. <www.incoma-energiesrenouvelables.com>. consulté le 20 Août 2008.
- Industrie Canada: La construction. 2002. « La série des cadres de compétitivité sectorielle ». <<http://strategis.ic.gc.ca/SSGF/ce01316f.html>>. Consulté le 20 juin 2004.
- IRC-CNRC. 2010. « Qualité de l'air intérieur et étanchéité des habitations, ». En ligne. <<http://www.nrc-cnrc.gc.ca/fra/actualites/irc/2010/02/01/holmes/index.html>>. Consulté le 19 Février 2010.
- IRC. 2000. *Conséquences de la disposition des diffuseurs sur la ventilation des postes de travail*. En ligne. <http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/pubs/ctus/37_f.html>. Consulté 15 Janvier 2005.
- Klein, S.A, J.A.Duffie et W.A.Beckman. 1976. « Transys-A transient simulation program ». *ASHRAE Transactions*, vol. 82, n° 1, p. 623-633.
- Kolbut, K , P.Tuomaala, K.Siren et O.Seppanen. « Simulations calculations of airflows, temperature and contaminant concentration in multizone buildings ». In (24-27 septembre 1991, Ottawa, Canada). Coll. « 12th AIVC Conference ».
- Krarti, Moncef, et Mohsin Al-Alawi. 2004. « Analysis of the Impact of CO2-Based Demand-Cotrolled Ventilation Strategies on Energy Consumption ». *ASHRAE Transactions*, p. 274-286.
- Kumar, S, et A.Mahdavi. 2001. « Integrating thermal comfort field data analysis in a case-based building simulation environment ». *Building and Environment*, vol. 36, p. 711-720.
- Lebrun, J. 1970. « Exigences physiologiques et modalités physiques de la climatisation par source statique concentrée ». Thèse de Doctorat, Belgique, Université de liège.
- Lipska, B. 2008. « Comparaison between Numerical and Observed Air and Contaminant Distribution for Mechanical Mixing and Displacement Ventilation Coupled with a Local Exhaust-Lessons Learnt ». *International Journal of Ventilation*, vol. 7, n° 3, p. 233-250.
- McGrattant, K, H Baum, R Rehms, A Hamins et G Forney. 2000. *Fire Dynamics Simulator*. Coll. « Technical Report NISTIR 6467 ». Gaithersburg, USA: National Institute of Technology

- Megri, A.C, et F Haghghat. 2007. « Zonal Modelling for Simulating Indoor Environment ». ASHRAE HVAC& Research Journal, vol. 13, n° 6, p. 1-19.
- Mora, Laurent. 2003. « Prediction 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, France, Université de la rochelle, Laboratoire d'étude des phénomènes de transfert appliqués au bâtiment.
- Musy, M, E.Wurtz, F.C.Winkelmann et F.Allard. 2001. « Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative/convective heater ». Building and Environment, Laboratoire d'étude des phénomènes de transfert appliqués au bâtiment, Université de la rochelle, vol. 36, p. 589-596.
- National Instruments. 2003. « LabVIEW User Manuel ». En ligne. <<http://www.ni.com/pdf/manuals/320999e.pdf>>.
- Nielsen, P.V. 1998. « The selection of turbulence models for prediction of room air flow ». ASHRAE Transactions, vol. 104, n° B, p. 1119-1127.
- Office of building technology, State and community Programs. 1999. *Building energy software tools*. En ligne. <<http://www.eren.doe.gov/buildings/tools-directory/>>. Consulté le 20 juillet 2004.
- Organisation internationale de normalisation. 2005. *Ergonomie des ambiances thermiques-- Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local*. 52 p.
- Ressources naturelles Canada. 2002. En ligne. <http://www.nrcan.gc.ca/inter/subject_f.html>. Consulté le 25 juin 2004.
- Ressources naturelles Canada. 2007-2008. *Améliorer le rendement énergétique au canada*, . Coll. « Rapport au parlement en vertu de la loi sur l'efficacité énergétique », M14110/2008F-PDF. Canada: Gouvernement du Canada, 93 p. <<http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/statistiques/parlement07-08/pdf/parlement07-08.pdf>>. Consulté le 19 Février 2010.
- Roldan, A. 1985. « Étude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiments. Influence des couplages intérieures et du multizonage ». Thèse de Doctorat, Lyon, France, 310 p.
- Roux, J.J. 1984. « Proposition de modèles simplifiés pour l'étude du comportement thermique des bâtiments. ». Thèse de Docteur-Ingénieur, Lyon, France, INSA.
- Seppanen, O.A, W.J.Fisk et M.J.Mendell. 1999. « Association of ventilation rates and carbon dioxide concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings ». Indoor Air, vol. 9, n° 4, p. 226-252.

- Serra N., et V Semiao. 2009. « Comparing displacement ventilation and mixing ventilation as HVAC strategies through CFD ». *Engineering Computations*, vol. 26, n° 8, p. 950-971.
- Simeng, Liu, et Henze Grégor.P. 2004. « Impact of Modeling Accuracy on Predictive Optimal Control of Active and Passive Building Thermal Storage Inventory ». *ASHRAE Transactions*, vol. 110, n° 1, p. 151-163.
- Srebric, J., Q.Chen et L. R. Glicksman. 1999. « Validation of Zero-Equation Turbulence Model for Complex Indoor Airflow Simulation ». *ASHRAE TRANSACTIONS*, vol. 105, n° 2, p. 414-427.
- Stewart, J, et Z.Ren. 2003. « Prediction of indoor gaseous pollutant dispersion by testing sub-zones within a multizone model ». *Building and Environment*, vol. 38, p. 635-643.
- Taffé, P. 1997. « A qualitative response model of thermal comfort ». *Building and Environment*, vol. 32, n° 2, p. 115-121.
- The Ove Arup Partnership. 1980. *Building Design for Energy Economy*. En ligne. <http://www.greatbuildings.com/architects/Arup_Associates.html>. Consulté le 02 juillet 2004.
- Trichard. 2008. *Sweet Home 3D*. En ligne. <<http://www.trichard.info/2008/08/sweet-home-3d-faire-ses-plans-en-3d-gratuitement/>>.
- Tuomaala, P, et J. Rahola. 1995. « Combined air flow and thermal simulation of buildings ». *Building and environment*, vol. 30, n° 2, p. 255-265.
- Union Nationale des Transports Publics. 2003. *Évacuation et récupération éventuelle de la chaleur dissipée dans les tunnels du métro*. En ligne. <<http://www.assemblee-nationale.fr/rap-ocst/tunnels/r2388.asp>>. Consulté le 10 mai 2007.
- Walton, G.N. 1989. « Airflow network model for element based building airflow modelling ». *ASHRAE Transactions*, vol. 95 n° 2, p. 611-620.
- Walton, G.N. 1997. « CONTAM 96 user manual. Building and file Research Laboratory ». En ligne. Gaithersburg, Maryland: National Institute of Standards and Technology. <<http://www.fire.nist.gov/bfrlpubs/build97/PDF/b97114.pdf>>. Consulté le 20 février 2005.
- Winkelmann, F.C, B.E.Birdsall et B.W.F. 1993. « DOE-2 Supplement, Version 2.1 E ». In (Lawrence Berkeley National Laboratory Sprigfield), National Technical Information Service. .

- Woloszyn, M. 1999. « Modélisation Hygro-thermo-aéraulique des bâtiments multizones, Proposition d'une stratégie de Résolution du système couple ». Thèse de Doctorat, Lyon, France, Laboratoire CETHIL, INSA, 236 p.
- Woodconstruct. 2008. En ligne. <www.woodconstruct.ro/>.
- Wurtz, E, F.Deque, M.Musy et L.Mora. 2001. « A thermal and airflow analysis tool using simplified models based on the zonal method ». In *Presented at clima 2000/Napolis 2001 World Congress-Napolis (I)*.
- Wurtz, E, J.M.Nataf et F.W.Winkelman. 1999. « Two and Three dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, p. 923-940.
- Wurtz, E, M.Musy et F.Allard. 2000. « Modélisation d'un panache d'émetteur de chaleur pour le logiciel de simulation énergétique des bâtiments SPARK ». *International thermal Journal*, vol. 39, p. 433-441.
- Wurtz, E, M. Musy et L. Mora. 1999. « Description des écoulements d'air à l'aide de la méthode zonale: Influence de panaches, jets d'air et couches limites ». (Montréal, 1999). p. 261-266. Coll. « Les actes du IVe colloque interuniversitaire Franco-Québécois ». Presse internationale Polytechnique
- Wurtz, E, J.-M Nataf et F.W Winkelmann. 1999. « Two- and Three- dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings ». *International Journal Of Heat and Mass transfer*, vol. 42, p. 923-940.
- Zhai, Z, Q.Chen, P.Haves et J.H.Klems. 2002. « On approaches to couple energy simulation and computational fluid dynamics programs ». *Building and Environment*, vol. 37, p. 857-864.