

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE  
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
CENTRE UNIVERSITAIRE LARBI BEN M'HIDI – OUM EL BOUAGHI  
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CIVIL

N° d'ordre :  
Série :

**MÉMOIRE:**

*Présenté pour obtenir le diplôme de Magister*

SIMULATION DE LA TEMPERATURE DANS UN LOCAL PAR UN  
CODE DE CHAMPS

**Filière :**  
**Installations civil et industrielles**

**OPTION :**  
**THERMIQUE DU BATIMENT**

Par : **REBAI BILLEL**

*Soutenu en : 2008*

*Composition du jury :*

Président :	BELHAMRI A	Professeur	Université Mentouri Constantine
Rapporteur :	ROUABAH MS	MC	Université Mentouri Constantine
Examineurs :	AYADI A	Professeur	CU LARBI BEN M'HIDI OEB
	GOMRI R	MC	Université Mentouri Constantine

Sommaire	I
Remerciement	III
Liste des figures	IV
Liste des tableaux	V
Nomenclature	VI
Introduction générale	1
Chapitre 1 : La modélisation dans le bâtiment	4
I.1. La modélisation d'un procédé	5
I.2. Les différentes simulations utilisées dans le domaine de la thermique de bâtiment.	5
I.2.1. La modélisation monozone	8
I.2.2. La modélisation multizones (ou nodale)	9
I.2.3. La modélisation intermédiaire (zonale).	11
I.2.4. La modélisation par codes de champs	13
Chapitre 2 : Principes des codes de champs « équations gouvernantes »	17
II.1. Principe des modèles CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)	18
II.2. Equations générales de base.	19
II.2.1. Hypothèses de travail.	19
II.2.3. Rappel des équations instantanées.	19
II.3. Les équations de transport et de diffusion.	21
II.3.1. Définition de la turbulence	21
II.3.2. Les modèles de turbulence	21
II.4. Les méthodes de fermeture en un point (RANSE)	24
II.4.1. Outils mathématiques	24
II.4.2. Les équations moyennées	25
II.4.3. Les modèles au premier ordre.	26
a. Modèles algébriques ou à zéro équation de type longueur de mélange	27
b. Modèle à une équation ( $k$ )	28
c. Le modèle $k$ - $\varepsilon$ standard (deux équations)	29
II.4.4. Critère de choix d'un modèle	30
II.4.5. Conditions aux limites	30
II.5. le calcul de la densité de l'air et l'approximation de BOUSSINESQ	32
II.6. Méthodes numériques et volumes finis	33
II.6.1. Principe	33
II.6.2. La méthode des volumes finis	33
II.6.2.1. Notion de maillage (discrétisation de la zone de calcul)	35
II.6.2.2. La discrétisation des équations conservatrices	36
a- Principe générale	36
- Discrétisation des termes convectifs et diffusifs	38
o Schéma centré	
o Schéma upwind ou simple amont	39
o Schéma hybride	
o Schéma Quick	405
- Discrétisation des autres termes	
o Le terme source	
o Le terme instationnaire	
b- Le bilan (le système algébrique)	41
II.7. Le traitement des résultats	42
Chapitre 3 : Présentation de Fluent	43
III.1. Maillage sous « Gambit ».	45
III.2. Interface de Gambit	45
Interface de gambit	46
a- Fenêtre d'outils d'opération	46
- Construction de la géométrie	46
- Génération de maillage	47
b- Incorporation des conditions aux limites	47
c- Fenêtre de contrôle global	48
d- Fenêtre des descriptions	48
e- Fenêtre de la liste des commandes	49

III.3. Présentation de "Fluent"	49
III.4. Interface de fluent	51
III.5. Procédure sous "Fluent"	52
III.5.1. Choix de la formulation du solveur	53
III.5.2. Schémas de discrétisation	53
III.5.3. Choix du schéma d'interpolation de la pression	54
III.5.4. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse	55
III.6. Les conditions aux limites	56
A. Entrées ou sorties.	56
* Condition en vitesse	56
* Conditions en pression	56
* Conditions « outlet »	57
B. Parois solides (condition type – wall -)	57
C. Conditions de symétrie.	57
Chapitre 4 : Résultats et commentaires	59
IV.1. Premier cas : <i>Etude de la distribution de vitesse et de température dans une enceinte carrée fermée</i>	60
IV.1.1. Description du cas traité	60
IV.1.2. Quelques illustrations cartographiques pour deux valeurs du nombre de Rayleigh	61
IV.1.3. Comparaison avec les résultats obtenus par WAKASHIMA	
* Analyse	63
IV.1.4. L'influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt « moyen et local ».	66
IV.1.5. Conclusion	67
	71
IV.2. Le deuxième cas : <i>Etude de transfert de chaleur dans une enceinte carrée munie d'une source de chaleur de longueur variable</i>	72
IV.2.1. Description du cas traité	72
IV.2.2. Quelques illustrations cartographiques pour notre validation	73
IV.2.3. Comparaison avec les résultats de B. CALCAGNI	74
IV.2.4. Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt	75
IV.2.5. conclusion	78
IV.3. le troisième cas : <i>étude du comportement thermique et dynamique d'un local équipé d'une bouche de soufflage et d'une bouche reprise</i>	79
IV.3.1. La description de cas traité	79
IV.3.2. L'étude de l'influence de la variation de la vitesse de soufflage	81
IV.3.3. Etude de l'influence de la variation de température	82
IV.3.4. L'étude de l'influence de la variation de la hauteur de la bouche de soufflage	84
IV.3.5. Conclusion	88
IV.4. Le quatrième cas : <i>Rôle de nombre d'Archimède</i>	89
IV.4.1. Description de cas traité	89
IV.4.2. L'impact de la variation de la hauteur de la bouche de soufflage	90
IV.4.3. L'impact de la variation du nombre d'Ar	93
IV.4.4. Conclusion	97
conclusion générale et perspective	98
Annexes	101
Annexe01 : Propriétés de l'air à 1atm	102
Annexe02 : Système d'équation à résoudre	103
Annexe03 : Nombres adimensionnels	104
Annexe04 : La procédure suivie dans Fluent pour avoir les résultats dans le premier cas	107
Les références bibliographiques	112

## **Remerciement**

*Ma profonde reconnaissance et tous mes remerciements vont à monsieur ROUABAH MOHAMED SALAH, pour avoir consacré énormément de son temps pour m'initier à la recherche et permettre de mener ce travail à terme, son efficacité, son expérience, sa modestie ainsi que toutes ses qualités scientifiques et humaines m'ont marqué à jamais et m'ont toujours été profitable .Encore merci.*

*Mes remerciement vont également à tout le personnel du laboratoire de mécanique des fluides au niveau de l'université de MENTOURI de Constantine ,complexe de CHAAB RASSAS, qui de près ou de loin a participé à l'élaboration de ce travail. En particulier monsieur NEMOUCHI. Zoubir, et GASSI Farid et aussi BOULAHLIB Mohamed Salah.*

*Je remercie aussi très vivement monsieur, BELHAMRIA, et AYADIA et GOMRI.R pour avoir juger ce mémoire.*

## Liste des figures

- Figure I.1 : Illustration des sollicitations dans le bâtiment multizones
- Figure I.2 : Illustration de modélisation monozones.
- Figure I.3 : Illustration de modélisation multizones.
- Figure I.4 : Prédiction numérique de la distribution de température et des vecteurs de vitesse à l'intérieur d'un local.
- Figure II.1 : Classification des modèles de fermeture en un point (RANS).
- Figure II.2 : Notation au voisinage de paroi
- Figure II.3 : Illustration de la notion de maillage
- Figure II.4 : Volume de contrôle
- Figure II.5. : Exemple d'un maillage 1D
- Figure III.1. Interface de gambit
- Figure III.2 : Fenêtre d'outils d'opérations
- Figure III.3. Construction de la géométrie
- Figure III.4. Génération de maillage
- Figure III.5. Incorporation des conditions aux limites
- Figure III.6. Boutons d'outils
- Figure III.7. Fenêtre de contrôle globale
- Figure III.8. Fenêtre de description
- Figure III.9. Fenêtre de la liste des commandes
- Figure III.9. Fenêtre de la liste des commandes
- Figure III.10.a. Interface de code du fluent
- Figure III.10.b : Interface de code du fluent
- Figure IV.1 : La configuration du premier cas.
- Figure IV.2 : Prédiction numérique pour une valeur de  $Ra = 1.55 \times 10^4$  et  $1.24 \times 10^5$
- Figure IV.3.a. : Comparaison les contours des températures avec les résultats obtenus par WAKASHIMA [WAKASHIMA2004] à  $Ra = 10^4, 10^5$  et  $10^6$
- Figure IV.3.b. : Comparaison les lignes des courants avec les résultats obtenus par WAKASHIMA [WAKASHIMA2004] à  $Ra = 10^4, 10^5$  et  $10^6$
- Figure IV.4 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh
- Figure IV.5 : Variation du Nusselt en fonction de Ra
- Figure IV.6 : Variation du nombre de Nu en fonction de la hauteur des parois (froide et chaude)
- Figure IV.9 : La configuration du deuxième cas.
- Figure IV.10 : Les résultats numériques obtenus à l'aide de Fluent (notre étude)
- Figure IV.11 : Comparaison entre les résultats obtenus avec Fluent (notre étude) et ceux de B.CALCAGNI.
- Figure IV.12 : Les contours de lignes de courants pour une longueur de  $2/5L$  et un écart de température de  $5^\circ\text{C}$  ( $Ra = 10^4$ ).
- Figure IV.13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh à  $\varepsilon = 2/5L$  et  $4/5L$  respectivement, d'après B. CALCAGNI.
- Figure IV.14: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh à  $\varepsilon = 2/5L$  et  $4/5L$  respectivement (notre étude).

- Figure IV.15 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la longueur de la source de chaleur  $\varepsilon$  à des valeurs constantes du nombre de Rayleigh. Travaux de B.CALCAGNI.
- Figure IV.16 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la longueur de la source de chaleur  $\varepsilon$  à des valeurs constantes du nombre de Rayleigh. (Notre étude).
- Figure IV.20 : La configuration du cas traité
- Figure IV.21 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à  $x = 1$  m.
- Figure IV.22 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à  $x = 2$  m.
- Figure IV.23 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à  $x = 3$  m.
- Figure IV.24 : Distribution adimensionnelle de la température dans le local pour deux valeurs de l'écart de température entre l'air soufflé et les parois.
- Figure IV.25 : Variation de la température en fonction de la hauteur dans les trois plans mentionnés
- Figure IV.26.a. : Les contours des vecteurs de vitesse pour une hauteur de la bouche est au voisinage de sol
- Figure IV.26.b. : Les contours des vecteurs de vitesse pour une hauteur de la bouche est au 1/4 de la hauteur de local
- Figure IV.26.c. : Les contours des vecteurs de vitesse pour une hauteur de la bouche est au 1/2 de la hauteur de local
- Figure IV.26.d. : Les contours des vecteurs de vitesse pour une hauteur de la bouche est au 3/4 de la hauteur de local
- Figure IV.26.e. : Les contours des vecteurs de vitesse pour une hauteur de la bouche égale à la hauteur de local
- Figure IV.27 : Description géométrique du cas étudié
- Figure IV.27 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée en haut du mur
- Figure IV.28 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée en bas du mur
- Figure IV.29 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée au milieu du mur
- Figure IV.30 : Contours de températures pour différentes valeurs du nombre d'Archimède.
- Figure IV.31: Variation du nombre d'Archimède en fonction de la différence de températures entre parois et air soufflé. Résultat obtenu par H.Xue
- Figure IV.32 : Variation du nombre d'Archimède en fonction de la différence de températures entre parois et air soufflé. Notre étude
- Figure IV.33 : la relation entre le Nusselt moyen du mur droit

#### **Liste des tableaux**

- Tableau IV.1 : Valeurs du nombre de Rayleigh
- Tableau IV.2 : Les valeurs du nombre de Rayleigh correspondants aux différentes valeurs de L

$a$	diffusivité thermique $[m^2s^{-1}]$
$g$	gravité $[ms^{-2}]$
$u_i$	composantes de la vitesse $[ms^{-1}]$
$U_i$	partie moyenne de la vitesse
$u'_i$	partie fluctuante de la vitesse
$T$	température $[K]$
$t$	temps $[s]$
$P$	pression $[Pa]$
$k$	énergie cinétique turbulente $[m^2s^{-2}]$
$C_p$	capacité calorifique $[wkg^{-1}°C^{-1}]$
$M$	nombre de Mach
$Nu$	nombre de Nusselt
$Ar$	nombre d'Archimède
$Gr$	nombre de Grashoff
$Ra$	nombre de Rayleigh
$Pr$	nombre de Prandtl moléculaire
$Pr_t$	nombre de Prandtl turbulent,
$Pe$	nombre de Peclet
$R_{ij}$	contraintes de Reynolds $[Pa]$
$l_m$	longueur de mélange $[m]$
$q_p$	flux emis par le mur $[kw m^{-2}]$
$A_{Dr}$	constante de van Driest (=26)
$\rho$	mase volumique $[kg m^{-3}]$
$\rho_0$	mase volumique à $T_0$ $[kg m^{-3}]$
$\beta$	coefficient de dilatation $[k^{-1}]$
$\nu$	viscosité cinématique $[m^2 s^{-1}]$
$\nu_t$	viscosité cinématique turbulente $[m^2 s^{-1}]$
$\tau_{ij}$	contraintes visqueuses $[Pa]$
$\tau_p$	contrainte aux parois $[Pa]$
$\mu$	viscosité dynamique $[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\mu_t$	viscosité dynamique turbulente $[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\lambda$	conductivité thermique $[wm^{-1}k^{-1}]$
$\varepsilon$	dissipation de l'énergie cinétique $[m^2 s^{-3}]$
$\Omega$	volume de domaine $[m^3]$

$\Omega_n$	un volume fini local [ m <sup>3</sup> ]
$\phi$	quantité physique quelconque (variable )
$\phi_n$	quantité physique élémentaire
$\delta_{ij}$	symbole de kronecker
$\Gamma$	le coefficient de la diffusion

## **Introduction générale.**

La thermique de bâtiment est un domaine familier à tous les humains. Nous connaissons tous plusieurs moyens pour chauffer ou refroidir un bâtiment ; toutefois, la diversité des situations, impliquant des phénomènes de transfert de masse et de chaleur et leurs interactions souvent complexes, nous empêchent de comprendre les phénomènes associés aux actions aussi banales que l'ouverture d'une fenêtre ou la mise en marche d'un convecteur électrique. Pourtant, le double enjeu thermique du bâtiment « l'optimisation de la consommation énergétique et le confort des usagers » nécessite une analyse approfondie des différents phénomènes. Et, seule une analyse complète au cas par cas de ces deux aspects peut permettre de définir la solution optimale. [WOLOSZYN1999]

Jusqu'à un passé récent, la puissance était pratiquement le seul critère technique pour le choix et l'installation de l'appareil devant réaliser l'apport de chaleur ou de froid pour le chauffage ou la climatisation des locaux. Avec les exigences croissantes de la réglementation thermique et l'usage de plus en plus répandu d'appareils à circulation forcée, on ne peut plus se contenter d'envoyer dans le local cet air chauffé ou refroidi à la température et au débit convenable, mais il faut aussi se préoccuper de la manière dont il circule dans l'espace occupé. Faute de quoi on risque d'y créer des zones inconfortables dues à de trop grandes hétérogénéités de température ou à des vitesses locales de l'air excessives.

Or, le cheminement de l'air dans un local est très difficile à appréhender. Il existe trois approches du problème : l'expérience, la simulation numérique et l'utilisation de formules simplifiées permettant de déterminer les vitesses et températures d'air dans le local, sachant que ces deux paramètres sont déterminants pour l'évaluation du confort.

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 la complexité géométrique des objets étudiés et, d'autre part, à de nombreux facteurs aléatoires, tel que les conditions climatiques et le comportement des occupants.

En plus, pour atteindre les objectifs énergétiques attendus, les développements technologiques doivent s'appuyer sur des résultats de recherche à caractère plus fondamental touchant tout d'abord les aspects de connaissance et de compréhension des phénomènes, en particulier ceux relatifs aux transferts de chaleur et de masse et à la qualité des ambiances. Et, dans ce contexte, la modélisation reste un instrument incontournable. Elle répond au besoin incessant d'améliorer les connaissances et d'apporter des solutions.

L'étude des transferts de chaleur et de masse dans les bâtiments remonte à maintenant presque un siècle, mais c'est à partir des années 70 que de nombreux logiciels de simulation thermique du bâtiment ont vu le jour. [LIAW2005]

En effet, de très importants progrès ont été accomplis dans le domaine de la modélisation des écoulements à l'intérieur des locaux d'habitation en particulier et dans le bâtiment de façon générale. L'application des méthodes de code de champs, dans la thermique de bâtiments (confort, incendie, pollution...), est devenu un support très important pour bien comprendre les phénomènes thermiques couplés aux phénomènes de la mécanique des fluides.

Le thème du présent travail vise à étudier le comportement thermique des locaux d'habitation chauffés ou rafraîchis (dans notre cas, ce sont des systèmes de chauffage), et à préciser l'influence des systèmes sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans les locaux. Pour cela, nous nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température en utilisant le logiciel Fluent.

Nous avons choisi pour la modélisation quatre cas. Les deux premiers cas, concernant respectivement *l'étude de la distribution de vitesse et de température dans une enceinte carrée fermée* et *l'étude de transfert de chaleur dans une enceinte carrée équipée d'une source de chaleur de longueur variable*, ont été choisis à des fins de validation.

Quant aux deux autres cas concernant respectivement *l'étude du comportement thermique et dynamique d'un local équipé d'une bouche de soufflage et d'une bouche de reprise et l'étude de l'influence de nombre d'Archimède sur le nombre de Nusselt*, le choix a été dicté principalement par le désir de l'étude de l'influence de certains paramètres techniques et physiques sur la notion de confort et ceci à travers la visualisation des distributions des températures et des vitesses sous certaines conditions imposées par l'utilisateur.

Dans le premier chapitre, nous présenterons une description des méthodes et des outils les plus utilisées pour l'étude des mouvements d'air et de température à l'intérieur des locaux d'habitation et leurs impacts sur le confort, domaine dans lequel s'orientera l'essentiel du présent travail. Nous nous efforcerons également de mettre en évidence l'existence d'un besoin concernant l'utilisation des codes de champ et proposons le recours au code de champs fluent.

L'importance du chapitre deux est particulière, puisqu'il retrace les différentes étapes de l'utilisation des codes de champ, allant du choix du code jusqu'au type de modélisation utilisée en passant par une description détaillée des équations gouvernantes. Aussi, dans le chapitre deux, nous décrivons les potentialités des codes de champ et mettons également l'accent sur les difficultés et les précautions liées à leur utilisation. Nous exposerons également les équations qui régissent les écoulements des fluides ainsi que les hypothèses simplificatrices utilisées dans notre étude en même temps que les modèles de turbulence, en particulier le modèle k- $\epsilon$  utilisé. Et, nous terminerons le chapitre par une présentation de la modélisation numérique, en particulier les volumes finis.

Le troisième chapitre est réservé à une introduction au code de champ « Fluent ». On y trouvera une description détaillée des étapes suivies lors de l'utilisation de ce logiciel, allant de la génération d'un maillage à l'aide de « Gambit » jusqu'à la visualisation des résultats sur des cartographies.

Quant au quatrième chapitre, il regroupe les résultats et commentaires relatifs aux quatre cas ayant fait l'objet de ce travail.

## Chapitre 1

### LA MODELISATION DANS LE BATIMENT

---

*Un bâtiment est un environnement complexe en raison du nombre important de paramètres qui influent sur son comportement (géométrie, sollicitations internes et externes pouvant être nombreuses et fluctuantes dans le temps, nature multiple des transferts de masse et de chaleur dont il est le siège, etc.). Sauf exceptions, chaque bâtiment est un prototype unique et, par conséquent, sa conception, et plus précisément l'évaluation de ses performances, doit être assistée par la modélisation des phénomènes physiques [REGARD1996, WOLOSZYN1999, MORA2003]*

*Dans ce qui suit, nous commencerons par présenter les différents types de modélisation dans le bâtiment et nous insisterons sur la modélisation par code de champs.*

**I.1. La modélisation d'un procédé**

La modélisation est une représentation virtuelle des phénomènes réels à partir d'algorithmes et de modèles mathématiques. Elle permet de refaire, et à volonté, une expérience en modifiant toutes les données opératoires et géométriques et, donc, de :

- ✓ prédire les performances des ouvrages avant construction ou réhabilitation,
- ✓ réduire le nombre, la durée et les coûts des essais expérimentaux,
- ✓ réduire les coûts de construction et d'exploitation des procédés.

L'avantage principal de la modélisation est qu'elle permet de tester différents scénarios sans contrainte d'échelles (pilote, prototype, ouvrage industriel) et de faisabilité. Dans le domaine de la thermique du bâtiment, trois étapes sont nécessaires pour utiliser de manière optimale un outil de modélisation après avoir défini l'objectif :

- Simulation de la géométrie du procédé sous le logiciel de modélisation.
- Description des phénomènes physiques mis en jeu (transfert de chaleur, transfert de masse, etc.) via le choix de modèles mathématiques adéquats à résoudre.
- Exploitation et analyse des résultats obtenus pour les différents paramètres caractérisant le procédé. Afin de valider le modèle, ces résultats sont souvent confrontés aux mesures expérimentales observées.

**I.2. Les différentes simulations utilisées dans le domaine de la thermique de bâtiment.**

Au cours de ces dernières décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aéraulique des bâtiments a été développé. La première motivation de tels développements était de se doter d'outils d'aide à la conception des bâtiments en vue d'une meilleure efficacité énergétique.

La première génération d'environnements de simulation a permis de représenter finement l'enveloppe du bâtiment et ainsi les déperditions énergétiques engendrées sur de longues périodes de temps : Il s'agissait de modèles monozones.

Parmi les différents outils disponibles, nous retiendrons ceux dont l'utilisation a été la plus notable, à savoir les deux codes américains DOE-2 développé principalement par le Simulation Research Group (SRG) du Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) et BLAST développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) ainsi que le code français CODYBA développé par l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA) [MORA2003, VIRGONE2003]

Dès leur apparition, ces différents codes de calcul ont permis des progrès importants en matière de réduction des consommations énergétiques pour le chauffage et la climatisation des bâtiments. Mais, le point faible de ces outils est qu'ils ne permettaient pas de représenter avec détails les transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments, d'où le développement d'outils multizones.

Les outils multizones mettent en œuvre la méthode de modélisation nodale. Ils traitent un bâtiment comme 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 [MORA2003]:

- ✓ La première avait pour objectifs l'étude de la qualité de l'air dans les bâtiments, et l'aide à la conception des systèmes de ventilation. Ainsi, des outils tels que COMIS ou CONTAM ont été développés pour la prédiction des écoulements et du transport d'espèces polluantes dans les bâtiments.
- ✓ La deuxième famille avait pour objectif d'affiner la prédiction des transferts de chaleur. TRNSYS est un outil phare qui a occupé et occupe encore une large place dans le paysage des outils de simulation thermique du bâtiment.

Cependant ces deux types d'outils souffrent de l'absence du couplage entre les phénomènes de transfert de masse et de chaleur. De plus, ils ne permettent pas d'appréhender les détails au sein même des zones. Or, aujourd'hui, la connaissance de ces détails est nécessaire pour améliorer le confort des occupants et la qualité de l'air. C'est pourquoi est apparue une nouvelle forme d'environnements de simulation permettant d'opérer des couplages entre des modèles de différents phénomènes physiques. Ainsi, par exemple, les outils COMIS et TRNSYS ont pu être couplés numériquement, pour la prise en compte des transferts simultanés de masse et de chaleur.

Mais l'utilisation de cet environnement reste délicate, car à l'origine les deux outils n'ont pas été conçus avec cet objectif. En parallèle de ces travaux, on a vu apparaître des outils destinés à décrire les phénomènes couplés de transfert de masse et de chaleur : on peut citer les outils CSTBAT et CLIM2000. Ce dernier, développé en 1989 par Electricité de France [MURPHY, DAUTIN1997, WOLOSZYN1999], est un environnement modulaire utilisant un algorithme indépendant pour la résolution numérique.

Aussi, des outils tels que PASSPORT+ ou encore ESP-R possèdent eux aussi une structure modulaire [MORA2003]. Ce dernier permet de plus de coupler un outil utilisant une technique CFD avec l'approche multizone classique. Enfin, EnergyPlus est le fruit du rapprochement des outils BLAST et DOE-2 étendus à l'approche multizone.

Mais parmi ces différents environnements, aucun d'entre eux n'offre la possibilité d'utiliser des méthodes de modélisation de niveau intermédiaire telles que la méthode zonale. Cette approche, consistant à partitionner chaque local en un petit nombre de sous-volumes, permet d'estimer rapidement et de manière plus détaillée, qu'avec les méthodes précédemment citées, les transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments et ceci sur de longues périodes de temps.

Dans la réalité, le bâtiment est un environnement très complexe. Il est composé de différents volumes de géométries variables et complexes, connectés entre eux directement par des ouvertures, ou indirectement au travers de systèmes de ventilation et de climatisation. Il dispose généralement de mobilier, et sa vocation première est souvent d'abriter des occupants. De plus il est soumis aux sollicitations de l'environnement extérieur que sont le soleil, le vent, la température, le taux d'humidité ou les concentrations en éléments polluants. Ces différentes sollicitations sont illustrées sur la figure I.1. Aussi, toutes ces conditions extérieures dépendent de l'environnement immédiat du bâtiment, de son orientation et de sa localisation (exemple en zone urbaine ou en rase campagne).

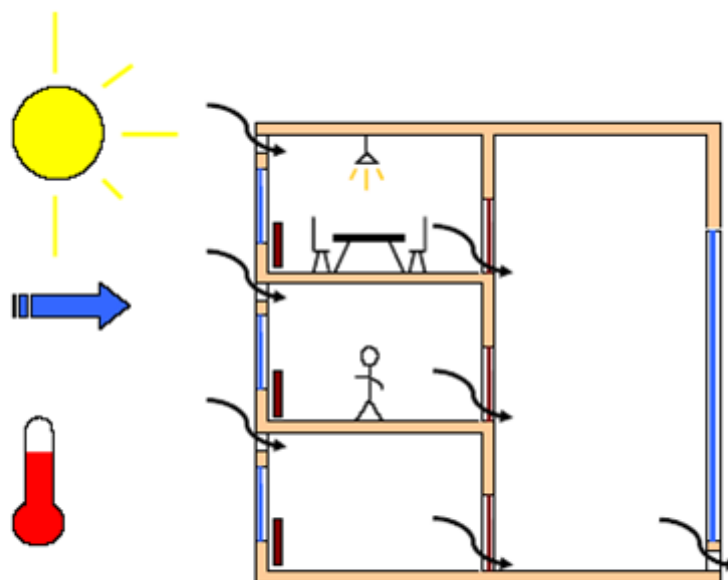


Figure I.1 : Illustration des sollicitations dans le bâtiment multizones.

Dans ce qui suit, les différentes approches de modélisation seront présentées en suivant une progression allant de la plus macroscopique à la plus détaillée, progression qui est étroitement liée à l'évolution chronologique des techniques de simulation du bâtiment [MORA2003, WOLOSZYN1999].

### I.2.1. La modélisation monozone

De nombreuses actions de recherche se sont focalisées sur la limitation des dépenses énergétiques liées au bâtiment. La modélisation monozone est née de cette approche.

Les modèles développés considéraient le bâtiment comme une enceinte [MUSY2001, MUSY2002] dont les caractéristiques internes sont parfaitement uniformes (voir figure I.2). Dans ce cas, le comportement de l'ambiance de l'ensemble du bâtiment est représenté par un seul jeu de variables d'état (température, pression, concentration, etc.).

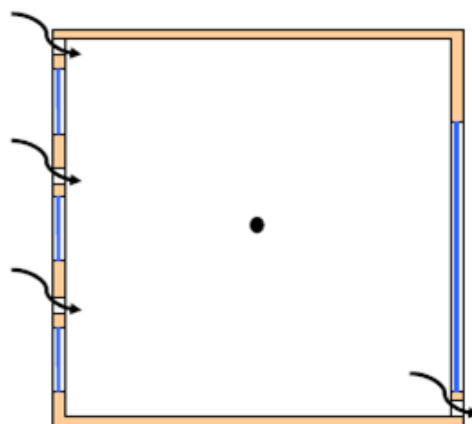


Figure I.2 : Illustration de modélisation monozones.

L'enveloppe du bâtiment est décrite de façon détaillée afin de représenter les déperditions au travers de tous les éléments de parois en contact avec l'extérieur. La prise en compte des phénomènes aérauliques se limite à un calcul forfaitaire du renouvellement d'air qui est relativement difficile à estimer en raison de la grande perméabilité des façades. Mais les résultats obtenus par ces modèles ont permis d'importantes avancées en matière de réduction de la facture énergétique. Cependant, il est rapidement apparu que le détail des transferts au sein du bâtiment pouvait avoir un rôle important dans l'appréciation du comportement global du bâtiment, et notamment de l'efficacité des systèmes de chauffage, de ventilation, ou de climatisation. Ceci a entraîné le développement de la modélisation multizones.

### **I.2.2. La modélisation multizones (ou nodale)**

Le dimensionnement des systèmes énergétiques et de ventilation requiert de diviser le bâtiment en différentes zones [LORENZETTI2002]. En effet, certains systèmes sont destinés à traiter l'ambiance d'une seule ou d'un sous-ensemble de pièces du bâtiment. De plus, il arrive que la fonction des pièces impose de maîtriser des ambiances à des conditions de température ou de ventilation différentes. Ceci nécessite alors d'être capable de déterminer les transferts entre ces zones, afin d'obtenir une représentation plus fidèle de la consommation des systèmes et du comportement du bâtiment dans son ensemble.

Cette approche de modélisation consiste donc à représenter le bâtiment comme un ensemble de zones idéalisées par un seul nœud de calcul (voir figure I.3).

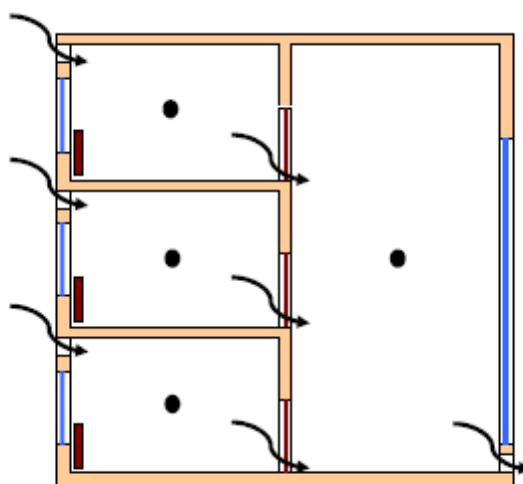


Figure I.3 : Illustration de modélisation multizones.

Ces zones sont reliées entre elles par des éléments permettant la caractérisation des transferts de masse et de chaleur. Par exemple, pour la prédiction des écoulements d'air entre les différentes zones du bâtiment, ces éléments de connexion caractérisent les transferts de masse au travers des ouvertures (grandes ouvertures, fissures, etc.). L'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein de chaque zone du bâtiment permet de limiter le nombre d'équations et de variables nécessaires à la représentation sur de longues périodes de temps du comportement de bâtiments complexes et comportant un nombre important de zones.

Cependant, l'absence de détail concernant les écoulements d'air et l'hétérogénéité des différentes grandeurs scalaires caractéristiques d'une ambiance intérieure rend difficile l'étude du confort thermique des occupants ou du couplage entre l'ambiance et un système énergétique ou de ventilation. De plus, il arrive fréquemment que l'hypothèse de mélange parfait et instantané, au sein de toutes les zones du bâtiment, soit mise en défaut.

Lorsque les pièces ont un grand volume, quand les écoulements sont faibles, ou que des sources de chaleur (ou d'élément polluant) sont localisées, le champ des variables caractéristiques de l'ambiance aura une distribution hétérogène au sein du volume de la pièce.

Dans le cas où ces conditions apparaissent, ou lorsque l'objectif est d'étudier le confort thermique des occupants ou l'efficacité d'un système, il sera nécessaire de prédire les détails au sein des zones du bâtiment. Pour cela nous aurons recours à la modélisation intermédiaire et/ou à la modélisation par codes de champs en fonction du niveau de détail souhaité. La première approche permet d'obtenir une estimation rapide mais relativement grossière des écoulements et des profils de température au sein d'un local. Les codes de champs quant à eux, donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides et de transfert de chaleur. Ils procurent donc une représentation très détaillée de l'environnement intérieur, mais au prix de temps et de ressources de calcul beaucoup plus importants.

### **I.2.3. La modélisation intermédiaire (zonale).**

Cette nouvelle approche introduit le concept de modèles zonaux intrazonales c'est-à-dire le partitionnement à l'intérieur même d'une zone du bâtiment. Ce type de modélisation n'a pas pour objet de développer des connaissances sur les phénomènes physiques rencontrés dans une zone d'un bâtiment, mais de permettre d'exploiter des modèles obtenus soit de façon expérimentale soit par voie numérique plus fine.

Une des premières propositions de partitionnement d'un local a été faite par LE BRUN [LEBRUN1970] puis étendue par INARD [INARD1996] pour l'étude du couplage thermique entre une ambiance et un émetteur de chaleur. Cette proposition consiste à diviser la pièce en quelques nœuds entre lesquels on impose les débits massiques d'air. L'écriture des bilans d'énergie thermique entre les différents nœuds permet de déterminer la distribution du champ de température dans le local. Ce type d'approche permet de caractériser très rapidement le comportement thermique d'un local, mais dans une configuration très précise. De plus, elle est fondée sur la connaissance a priori de l'allure de l'écoulement, elle est donc difficilement applicable à une large gamme de configurations.

Une deuxième grande famille de méthodes de modélisation intermédiaire a eu pour objectif de ne plus nécessiter la connaissance préalable de l'écoulement dans un local. C'est la résolution du champ de pression au sein de la pièce qui supporte la prédiction de l'écoulement. Cette approche, initiée par GRELAT [GRELAT1987], consiste à diviser la pièce en sous-volumes, ou cellules, dans lesquelles la température et les concentrations en espèces sont supposées homogènes alors que la pression varie de façon hydrostatique. Les bilans de masse et d'énergie sont appliqués à chaque cellule et l'air est traité comme un gaz parfait. Le modèle d'écoulement entre deux cellules adjacentes est basé sur les méthodes utilisées pour caractériser les transferts au travers des ouvertures dans l'approche multizone.

Dans cette approche, les écoulements dominants tels que panaches thermiques au dessus d'émetteurs de chaleur, jets ou couches limites sont décrits à l'aide de lois semi-empiriques qui ouvrent les parties concernées du domaine de simulation. Ces lois sont soit dérivées d'études semi-empiriques (analyse intégrale) ou à partir de résultats de simulation obtenus à l'aide d'outils résolvant les équations locales de la mécanique des fluides, couramment nommés codes de champs.

Cette deuxième version de la méthode zonale permet d'estimer rapidement les écoulements et la distribution des champs scalaires (température, humidité, etc.) au sein d'un local ainsi que le couplage thermique avec des systèmes énergétiques ou de ventilation. De plus, on doit avoir une expertise suffisante pour choisir, voire adapter, les modèles d'écoulements dominants à imposer sur des parties du domaine de simulation. C'est pourquoi, nous pourrions avoir recours à une dernière classe de méthodes de modélisation intermédiaire que constituent les méthodes de champs à maillage grossier.

Comme nous allons le voir plus loin, les codes de champs permettent de résoudre les équations locales de NAVIER STOKES prenant en considération la conservation de la quantité de mouvement. Et, pour la prédiction des écoulements turbulents, communément rencontrés au sein des bâtiments, les équations de NAVIER STOKES sont moyennées en temps (RANS) et deux équations supplémentaires permettent d'appréhender les quantités turbulentes que sont l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. De plus ces équations sont discrétisées sur un maillage qui peut comprendre un très grand nombre de nœuds afin de satisfaire les conditions de

stabilité et de convergence des schémas de discrétisation spatiale ainsi que les conditions d'application des modèles de turbulence. Par conséquent, la résolution de tels systèmes d'équations s'avère être, encore aujourd'hui très coûteuse à la fois en temps et en ressources de calculs. Afin de réduire l'effort de simulation, il y a la possibilité d'estimer les écoulements et le transport de gaz polluants au sein d'un local en discrétisant les équations sur un maillage grossier, c'est-à-dire que la taille des mailles ne permet plus de satisfaire les critères précédemment cités. Cette approche s'inscrit dans la logique de modélisation intermédiaire, dans le sens où l'on fait des hypothèses simplificatrices, certes avec des conséquences notables sur les résultats, pour obtenir une estimation rapide des caractéristiques d'un local.

Notons finalement que la méthode zonale a fait l'objet de nombreux travaux et thèses parmi lesquelles nous pouvant citer celle Y.Lin [LIN1999] qui a développé un nouveau modèle zonal (POMA : Pressurized zonal Model with Air diffusers) et celle de P.Riederer [RIEDERER2002] concernant l'étude des régulateurs.

#### **I.2.4. La modélisation par codes de champs**

Historiquement, les codes de champs CFD (Computational Fluid Dynamics) ont été développés pour des applications autres que celle du bâtiment, principalement liées à l'automobile et à l'aéronautique. Leur utilisation pour des applications orientées vers le bâtiment requiert donc des précautions particulières et nécessite une validation préalable (chose qui a été prise en considération lors de la réalisation du présent travail). En plus, les codes de champs ont été largement utilisés pour la simulation du comportement d'un local, et plus rarement pour la modélisation d'un bâtiment dans son ensemble car les ressources de calcul nécessaires dépassent en pratique les capacités des machines les plus courantes.

Les trois grandes techniques CFD sont : la simulation numérique directe appelée aussi DNS, la simulation des grandes structures tourbillonnaires aussi connue sous le nom de LES et enfin la simulation par des modèles de transport des quantités moyennées en temps, les méthodes RANS. Elles mettent en oeuvre des procédures de résolution de différentes variantes des équations de NAVIER-STOKES régissant les écoulements de fluides. Dans le domaine de l'analyse des écoulements d'air dans les bâtiments, la formulation des modèles se limite le plus souvent à l'étude de fluides incompressibles.

Actuellement, plusieurs codes CFD ont été développés ; ils incluent un choix de modèles suffisant pour permettre l'application de ces codes à une grande variété de problèmes : aérodynamisme des voitures et avions ; combustion des engins ; dispersion atmosphérique des polluants, incendies en milieux confinés et ouverts, etc. En plus, certains codes CFD ont été développés plus spécifiquement pour certaines applications. Notons également que, pour réaliser notre étude, nous avons opté pour le code de champ « fluent ».

Ces codes nécessitent généralement des moyens informatiques importants, les ressources nécessaires sont d'autant plus importantes que les locaux à étudier sont discrétisés suivant un maillage comportant un nombre de cellules élevé.

Dans le domaine du bâtiment, on peut classer les travaux utilisant les codes CFD selon qu'ils s'intéressent à l'aéraulique interne des bâtiments, ou à leur aéraulique externe (bien évidemment, les mouvements d'air à l'intérieur d'un bâtiment sont étroitement liés aux conditionnements extérieurs à celui-ci).

- En aéraulique externe, nombre de travaux ont cherché à déterminer les champs de pression et les champs de vitesse induits par le vent autour des bâtiments et aussi déduire des coefficients de pression sur l'enveloppe du bâtiment.
- En aéraulique interne, un grand nombre d'études a été consacré à l'amélioration des systèmes de conditionnement d'air. Les expérimentations en laboratoires, à échelle réelle, sont difficiles à mettre en place et sur modèle réduit le respect des conditions de similitudes introduit une difficulté supplémentaire. Le recours à la simulation numérique constitue donc une alternative intéressante, en raison du nombre de configurations qu'elle permet de tester.

Beaucoup de travaux, utilisant les codes CFD et concernant des études de confort thermique et d'analyse de la qualité de l'air effectuées à l'aide de techniques CFD [WEATHERS1993, REGARD1996, XU2000, XU2005, PARK2001, GASPAR2003, CHEONG2003, CHOW2003, CAO2006]., ont montré que ces derniers peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, et ceci pour des temps de simulation acceptables.

Rappelons que, la vitesse d'air, la température de l'air, l'humidité relative et la température des surfaces de parois sont les paramètres les importants pour estimer le confort thermique. Pour l'évaluation de la qualité de l'air, l'évolution au cours du temps du niveau de concentration en différents agents polluants est certainement le critère le plus important.

Il faut noter également que, dans le contexte de l'étude du confort au sein du bâtiment, certains chercheurs ont effectués une comparaison entre plusieurs codes CFD et même entre les méthodes de simulations (nodales, zonales et CFD) [MARSH2005, MONTOIS]. M. Shuzo [MURKAMI2001] a même montré que l'utilisation des codes de champs pour l'étude du chauffage des locaux, où les transferts de chaleur se font à la fois par convection, conduction et rayonnement, constitue une bonne méthode pour la prédiction du comportement de ces locaux.

D'autres travaux ont concerné la comparaison entre les modèles de la turbulence [HESCHL2005, YONGSON2007].

Les différentes études évoquées ont mis en lumière un certain nombre de difficultés concernant la simulation numérique des champs de vitesses, température et concentration dans le bâtiment. De plus, le maniement d'un code de calcul très détaillé requiert un certain savoir faire pour la construction du problème et pour parvenir à la convergence.

Enfin, pour montrer le type de résultats que permettent d'obtenir les codes de champs, nous avons choisi le travail de K. Ben Nacer [BEN NASR2006] dont l'objectif est la prédiction de la distribution de température dans un local refroidi par le plafond et chauffé partiellement par l'un des cotés (mur).

Le type de résultat obtenu est montré sur la figure I.4., où on peut voir les contours de vitesses et de températures au sein du local permettant ainsi d'analyser et de vérifier les conditions de confort en fonction de la position des sources de chaleur.

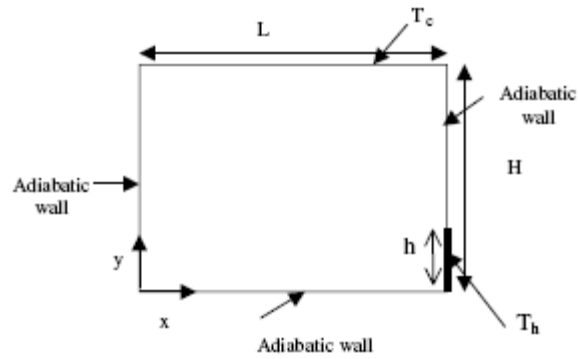


Fig. 1. Geometrical configuration.

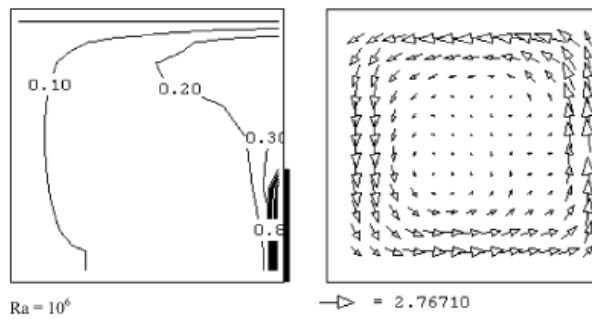


Fig. 2. Temperature and velocity vector fields for  $h^* = 0.37$ .

Figure I.4 : Prédiction numérique de la distribution de température et des vecteurs de vitesse à l'intérieur d'un local [BEN NASR2006]

## **Chapitre 2**

# **PRINCIPES DES CODES DE CHAMPS EQUATIONS GOUVERNANTES.**

---

*Après une revue des équations générales qui régissent les écoulements, les modèles de turbulence en particulier les méthodes de fermeture en un point et l'approximation de Boussinesq, on présentera le principe des méthodes numériques et nous mettrons l'accent sur les volumes finis. Dans ce chapitre, on portera une attention particulière aux méthodes qui ont servi de base au présent travail.*

**II.1. Principe des modèles CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)**

Les modèles CFD (Computational Fluid Dynamics), dits aussi modèles à champs, permettent d'obtenir une solution approchée des équations de Navier-Stokes qui régissent le comportement des fluides.

Comme ces dernières ne peuvent pas être résolues directement car ce sont des équations différentielles non linéaires et couplées, elles sont tout d'abord discrétisées. Pour ce faire, le volume du domaine de calcul est subdivisé en un nombre d'éléments de volume beaucoup plus petit. Le nombre de ces éléments dépend du scénario et des modèles physiques et numériques utilisés. Les équations sont discrétisées pour chacun de ces éléments.

Ainsi est obtenu un large système d'équations algébriques fortement couplées. Une solution est calculée grâce à l'emploi de méthodes numériques itératives.

La solution obtenue consiste en la valeur des variables sélectionnées pour chacun des éléments. Pour notre cas, les variables qui sont considérées sont la température et les composantes de la vitesse de l'air.

Les modèles CFD permettent donc de prédire en détail ce qui se passe dans une enceinte, y compris lorsque celle-ci a une géométrie compliquée. Par contre, ils nécessitent une grande puissance de calcul. Il est donc souvent nécessaire de trouver un compromis quant au degré de sophistication de la modélisation des phénomènes physiques afin d'avoir des temps de calcul raisonnables.

Un modèle CFD comporte plusieurs étapes qui sont :

- \* La construction de la géométrie.
- \* La construction du maillage.
- \* La sélection des modèles physiques : en fait, ce sont rarement les équations exactes de Navier-Stokes qui sont à l'origine des modèles CFD parce que la résolution des équations exactes serait trop coûteuse en temps de calcul comme c'est le cas pour la turbulence. Ce sont, donc, des équations approchées qui sont proposées pour décrire les phénomènes physiques et l'ensemble de ces équations constituent un « modèle ».
- \* La prescription des conditions aux limites.
- \* La sélection de méthodes numériques pour obtenir une solution approchée.
- \* Le traitement des résultats.

Pour chacune des étapes, différentes méthodologies apparaissent dans les outils CFD existants. Ces différentes approches sont présentées et discutées dans ce qui suit pour l'application au calcul des cas que nous avons sélectionnés.

## **II.2. Equations générales de base.**

Les descriptions mathématiques des écoulements d'air sont basées sur les trois lois fondamentales de la physique : la loi de conservation de masse, de mouvement et de l'énergie [LU1997, SHAW1992, LIENHARD 2005].

En effet, les équations utilisées pour résoudre les écoulements dérivent généralement des équations de Navier-Stokes et de l'énergie et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques, etc.

Nous présenterons, donc, dans cette partie, l'ensemble des équations de la mécanique des fluides et de transfert de chaleur qui régissent l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un espace donné sous certaines conditions (les hypothèses retenues pour ce travail).

### **II.2.1. Hypothèses de travail.**

- Le fluide (dans notre cas : l'air) est Newtonien.
- Le fluide est incompressible.
- Le mouvement obéit à l'approximation de Boussinesq.
- L'écoulement est bidimensionnel
- La turbulence est isotrope.
- Le régime est permanent.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est nulle.
- Le champ magnétique est nul.
- La vitesse de repère est nulle, il n'y a pas d'entraînement (force de Coriolis nulle).

**II.2.3. Rappel des équations instantanées.**

Dans beaucoup d'écoulements, le fluide est incompressible et les gradients de viscosité sont faibles. Dans ces conditions les équations s'écrivent :

1- L'équation de continuité.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad [\text{II-1}]$$

$u_i$  : Les composantes de la vitesse

$x_i$  : Les trois directions selon les axes x, y portant les vecteurs unitaires  $i^1$  et  $j^1$

2- L'équation de la dynamique.

Pour l'instant, nous allons exclure le terme des forces de volume (ou de gravité). Dans ces conditions, l'équation s'écrit :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad [\text{II-2}]$$

instable    continu    pression    visqueux  
1 4 4 2 4 4 3<sup>j</sup>    1 4 4 4 2 4 4 3<sup>j</sup>

forces d'inertie    forces appliquées

$t$  : le temps

$\rho$  : la masse volumique

$\nu$  : la viscosité cinématique

$p$  : la pression

Par définition, le terme visqueux s'écrit comme la divergence du tenseur des contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{et} \quad \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad [\text{II-3}]$$

$\tau_{ij}$  : les contraintes visqueuses

$\mu$  : la viscosité dynamique

3- L'équation de l'énergie.

Elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial(C_p T)}{\partial t}}_{\text{variation totale d'enthalpie}} + u_j \underbrace{\frac{\partial(C_p T)}{\partial x_j}}_{\text{dissipation}} = \frac{\nu}{2} C_p \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 + \underbrace{\frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j}}_{\text{diffusion moléculaire}} + \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) \quad [\text{II-4}]$$

$C_p$  : la capacité calorifique

$T$  : la température

$\lambda$  : la conductivité thermique

### II.3. Les équations de transport et de diffusion.

Compte tenu des dimensions, des écarts de température et des vitesses mises en jeu dans le bâtiment, les mouvements de l'air y sont généralement turbulents. Pour cette raison, il est nécessaire de rappeler les moyens mathématiques qui permettent de traiter la turbulence.

#### II.3.1. Définition de la turbulence

La turbulence est un mode naturel d'écoulement d'un fluide visqueux où des mécanismes internes d'échange de l'énergie assurent la création et le maintien de toute une hiérarchie de mouvements chaotiques répartis continûment sur une large gamme d'échelle macroscopique [CHASSING2001].

#### II.3.2. Les modèles de turbulence.

Il existe trois grandes catégories de modèles de turbulence qui sont très utilisés, à savoir : La simulation numérique directe (D.N.S. : Direct Numerical Simulation), la simulation à grandes échelles (L.E.S. : Large Eddy Simulation) et les modèles moyennés de Reynolds (RANSE : Reynolds average Navier-Stokes equations) [MARTHY2001, HAMAMI2005, CAO2006]. Dans ce qui suit, nous allons définir chacun de ces trois types ; nous détaillerons ensuite les modèles moyennés de Reynolds [REGARD1996, MORA2003, GOBEAU2006] :

- **Simulation numérique directe (DNS).**

Les équations exactes de Navier-Stokes sont résolues pour obtenir tous les tourbillons turbulents au sein de l'écoulement. Toutefois, les mailles dans le domaine de calcul doivent être au moins de la taille du plus petit tourbillon et le pas de temps au maximum de la plus petite échelle de temps des tourbillons ce qui génère de grands nombres de mailles et de pas de temps et donc des temps de calcul très longs, en particulier pour les écoulements fortement turbulents. Pour l'instant, ce modèle est

essentiellement utilisé comme outil académique pour comprendre les phénomènes turbulents et proposer des modèles plus simples. [GARY2000]

- **Simulation à grandes échelles (L.E.S.)**

Seuls les tourbillons de grande échelle sont prédits par un modèle L.E.S. L'effet des tourbillons de plus petite taille est pris en compte par un terme de fermeture dans les équations ou il est tout simplement ignoré.

La taille des mailles ainsi que du pas de temps doit être de l'ordre de grandeur du plus petit tourbillon résolu et donc cette technique, bien que relativement coûteuse en temps de calcul, l'est beaucoup moins qu'un modèle D.N.S. La méthode L.E.S. représente a priori le meilleur compromis actuellement pour prédire un écoulement turbulent : moins coûteuse qu'une approche D.N.S., elle reste plus précise qu'un modèle moyenné de Reynolds.

- **Modèles moyennés de REYNOLDS (RANS)**

Pour ce type de modèles, les équations exactes de Navier-Stokes sont moyennées. Les équations ainsi obtenues ne résolvent pas les mouvements turbulents au sein de l'écoulement mais permettent d'obtenir les caractéristiques moyennées de l'écoulement : vitesse, température, ainsi que les corrélations de fluctuations moyennées.

Comme les mouvements turbulents ne sont pas résolus, il suffit que le maillage soit suffisamment fin pour permettre de capturer les phénomènes transitoires des valeurs moyennées. Le nombre de mailles nécessaire est donc beaucoup moindre que pour les méthodes L.E.S et D.N.S, ce qui donne des temps de calcul très raisonnables.

Ces modèles peuvent donc être appliqués à des espaces confinés complexes et ayant un large volume.

Toutefois, les équations de ces modèles font apparaître des termes pour lesquelles des fermetures doivent être trouvées. Des hypothèses sont donc faites qui sont en général à l'origine des limitations de ces modèles. Aussi, les fermetures proposées font apparaître des 'constantes' dont les valeurs sont déterminées de façon empirique. Pour chacun des modèles existants, des valeurs de constantes ont été établies et acceptées de façon universelle. Celles-ci correspondent d'ailleurs souvent aux valeurs par défaut dans les codes CFD. Bien qu'elles aient été déterminées pour des configurations simples, elles ont été appliquées à de nombreux cas pratiques beaucoup plus complexes et les résultats obtenus se sont avérés acceptables.

Le modèle moyenné de Reynolds le plus répandu est le modèle k-epsilon (ou k- $\epsilon$ ) dont la fermeture repose sur l'hypothèse que le tenseur de Reynolds est une fonction linéaire du taux de cisaillement moyen local. Or, cette hypothèse n'est pas valable pour beaucoup de cas (effet de gravité, direction privilégiée de l'écoulement curviligne, etc.) et, de ce fait, plusieurs modifications du modèle k-epsilon ont été proposées. En effet, des modèles moyennés plus sophistiqués existent et permettent de répondre aux limitations du modèle k-epsilon.

Enfin, pour obtenir le tenseur de Reynolds, une équation de transport est employée. Cette équation fait apparaître à son tour un terme inconnu. Celui-ci peut être obtenu soit par une fermeture (et donner lieu à un modèle dit du second ordre), soit par une équation de transport. Cette dernière fait encore apparaître un terme inconnu d'ordre plus élevé qu'il faut à un moment donné modéliser. En principe, plus l'ordre du terme modélisé est élevé, plus fiables seront les résultats. Toutefois, ceci nécessite de résoudre un plus grand nombre d'équations. En plus, les modèles d'ordre élevé sont plus instables numériquement ce qui rend l'obtention d'une solution plus délicate, voire même impossible dans certains cas.

Les codes CFD commerciaux proposent en général des modèles moyennés de turbulence avec une fermeture jusqu'au second ordre.

- **Modèles mixtes.**

Certains outils CFD permettent d'appliquer différents modèles moyennés de turbulence dans différentes parties du domaine. Ceci permet d'employer un modèle du second ordre près de la source de chaleur pour lesquels les performances d'un modèle plus simple comme le modèle k-epsilon sont assez limitées et de faire les calculs dans le reste du domaine avec un modèle du premier ordre qui est plus stable numériquement et présente moins de limitations plus loin de la source de chaleur.

La combinaison de modèles L.E.S. et moyenné est encore à l'étude. Deux types de modèles hybrides existent : la méthode Detached Eddy Simulation (D.E.S.) et la méthode Very Large Eddy Simulation (V.L.E.S.).

## II.4. Les méthodes de fermeture en un point (RANSE)

Dans ce travail, nous avons utilisé les méthodes de fermeture en un point (en anglais : *RANSE* ou *RANS* : *Rynolds average Navier-Stocks equations*) ; c'est pourquoi, nous allons donner le principe de ces méthodes.

### II.4.1. Outils mathématiques

Pour bien traiter les phénomènes turbulents il existe beaucoup d'outils, mais nous nous intéressons aux outils reposant sur des moyennes uniquement. Ainsi, nous devons commencer par définir les outils mathématiques qui seront utilisés :

- **Moyenne d'ensemble** : On effectue N fois la même expérience ; c'est-à-dire le même phénomène dans le même lieu, et on moyenne les données obtenues.

Soit des quantités physiques  $f$  et  $g$  à la position  $\vec{x}$  et à l'instant  $t$ .

La moyenne d'ensemble de  $f$  est défini par :

$$\overline{f(\vec{x},t)} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N f^{(i)}(\vec{x},t) \quad [\text{II-5}]$$

Cet opérateur vérifie les propriétés suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{f + g} = \overline{f} + \overline{g} \\ \overline{\alpha f} = \alpha \overline{f} \text{ avec } \alpha = cte \\ \overline{\overline{f}} = \overline{f} \\ \overline{f \cdot g} = \overline{f} \cdot \overline{g} \\ \frac{\partial \overline{f}}{\partial t} = \overline{\frac{\partial f}{\partial t}} \text{ et } \frac{\partial \overline{f}}{\partial x_i} = \overline{\frac{\partial f}{\partial x_i}} \end{array} \right. \quad [\text{II-6}]$$

- **Moyenne temporelle** : la moyenne temporelle est définie pour une seule expérience, une seule quantité physique à une position fixée . Et pour les cas stationnaires [HINZ1975].

$$\overline{f(x)} = \lim_{M \rightarrow \infty} \frac{1}{M} \int_0^M f(x, t) dt \quad [\text{II-7}]$$

$M$  : la période en [s]

- **La décomposition statistique binaire** : Soit une quantité physique  $f(x, t)$ , on peut la décomposer en deux parties distinctes :

$$f = \overline{f} + f' \quad [\text{II-8}]$$

Où

$\overline{f}$  est la partie moyenne (d'ensemble)

$f'$  est la partie fluctuante

#### II.4.2. Les équations moyennées

En faisant intervenir la décomposition binaire statistique dans les trois dernières équations (de continuité, dynamique et d'énergie), on obtient :

##### ❖ L'équation de continuité moyennée

$$\left| \begin{array}{l} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \\ U_i : \text{la partie moyenne de la vitesse} \end{array} \right| \quad \text{et} \quad \left| \begin{array}{l} \frac{\partial u_i'}{\partial x_i} = 0 \quad [\text{II-9}] \\ u_i' : \text{la partie fluctuante de la vitesse} \end{array} \right|$$

##### ❖ L'équation de la dynamique moyennée

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{u_j' \frac{\partial u_i'}{\partial x_j}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad [\text{II-10}]$$

*Contraintes de REYNOLD* :

On peut montrer que  $\overline{u_j' \frac{\partial u_i'}{\partial x_j}} = \overline{\frac{\partial u_i' u_j'}{\partial x_j}}$

Et, on a la contrainte de REYNOLDS comme étant :

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'}$$

Ce terme est appelé également «tension de REYNOLDS » ; il est identique aux contraintes visqueuses. On peut interpréter les termes  $-\overline{\rho u_i' u_j'}$  comme étant des

contraintes supplémentaires en action aux contraintes provenant de la pression et des forces de viscosité [SCHIMIDT1994].

Si on remplace ce terme dans l'équation de la dynamique, on obtient :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\tau_{ij}} + R_{ij}) \quad [\text{II-11}]$$

❖ L'équation de l'énergie moyennée

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{T}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j' T'}}{\partial x_j} &= \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right)^2 + a \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x_j \partial x_j} + \\ &\frac{1}{\rho C_p} \left( \frac{\partial P}{\partial t} + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial (p' u_j')}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad [\text{II-12}]$$

$a$  : la diffusivité thermique

II.4.3. Les modèles au premier ordre.

Nous n'aborderons, dans ce qui suit, parmi les modèles existants que ceux de premier ordre allant de zéro équation jusqu'à deux équations (voir figure II.1).

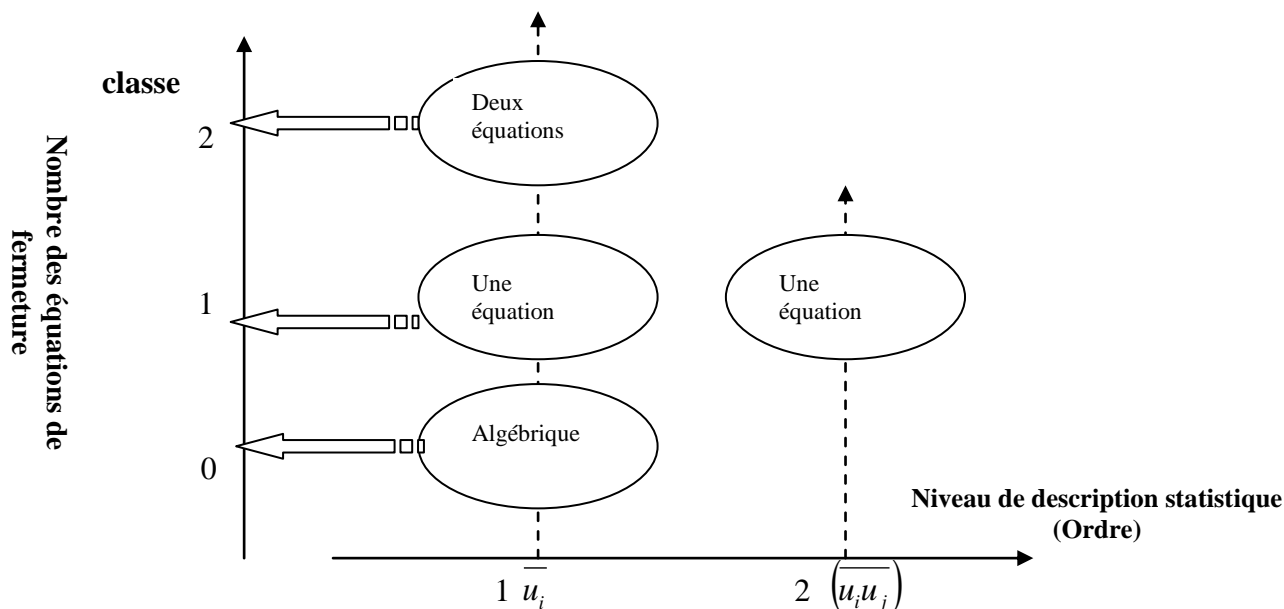


Figure II.1 : Classification des modèles de fermeture en un point (RANS).

**a. Modèles algébriques ou à zéro équation de type longueur de mélange.**

Ce modèle a été développé par PRANDTL dans les années 20 [PATARIN2003], pour des écoulements bidimensionnels (2D), plans, stationnaires de type couche limite.

Dans ce cas, la seule contrainte de Reynolds qui intervient est  $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ . Et, le schéma de fermeture s'écrit:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad [\text{II-13}]$$

$\mu_t$  : la viscosité cinématique turbulente

Par analogie avec la théorie cinétique des gaz, on peut définir une longueur dite longueur  $l_m$  de mélange qui sera l'équivalent du libre parcours moyen (distance parcourue par une molécule avant sa prochaine interaction avec une autre molécule).

On peut donc exprimer la fluctuation de vitesse longitudinale par :

$$u_i' = U_i(x_j + l_m) - U_i(x_j) \cong l_m \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right]_{x_j=j_0} \quad [\text{II-14}]$$

$l_m$  : la longueur de mélange

Au cours du mélange turbulent, on peut supposer que  $u_i'$  et  $u_j'$  sont du même ordre de grandeur :

$$|u_i'| \approx |u_j'| \quad \text{et} \quad \overline{u_i' u_j'} \approx |u_i'| |u_j'|$$

Finalement, on obtient la fermeture suivante pour les contraintes de Reynolds :

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad [\text{II-15}]$$

Ce qui revient à mettre sous la forme suivante la viscosité cinématique turbulente :

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} = l_m^2 \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right|$$

Il reste maintenant à définir  $l_m$ . En fait, cette longueur de mélange a été déterminée de manière empirique pour certains écoulements types, on prend comme exemple l'écoulement de couche limite :

- Région de paroi :  $l_m = 0.46x_j \left( 1 - e^{-\frac{x_j^+}{26}} \right)$ ,

$x_j$  est la distance à la paroi, et  $x_j^+ = \frac{x_j}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}$

$\tau_p$  : la contrainte au paroi

- Région logarithmique  $l_m = 0.46x_j$
- Région externe  $\frac{l_m}{\delta} = 0.085 \tanh\left(\frac{0.46}{0.085} \frac{x_j}{\delta}\right)$  où  $\delta$  est l'épaisseur de la couche limite conventionnelle.

**b. Modèle à une équation ( $k$ )**

C'est une proposition de PTANDLT / COLMOGOROV [PATARIN2003] qui relie la viscosité à la longueur de mélange et l'énergie cinétique turbulente :

$$\nu_t = C_\mu \sqrt{k} \times l$$

$\nu_t$  : la viscosité cinématique turbulente

$C_\mu$  : constante empirique

$k$  : l'énergie cinétique turbulente

Où :  $C_\mu$  est une constante, et  $l$  une échelle de longueur qui est donnée algébriquement.

Equation de  $k$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu \sqrt{k} \times l \times \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_\mu \sqrt{k} \times l}{\sigma_k} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - C_d \frac{(\bar{k})^{3/2}}{l} \\ C_\mu = 1 \\ \sigma_k = 1 \\ C_d = 0.07 \text{ à } 0.09 \end{array} \right. \quad [\text{II-16}]$$

*Avantages et inconvénients de la méthode de fermeture à une équation*

- Avantages
  - Degré de complexité très réduit.
  - Prise en compte partielle de l’histoire de la turbulence.
- Inconvénients
  - Empirisme de la prescription de l’échelle de longueur.
  - Extension difficile au cas tridimensionnel.

**c. Le modèle k-ε standard (deux équations) :**

C’est la classe des modèles du premier ordre à deux équations de transport [POMERANTZ2004, PATARIN2003]. Le système complet des équations décrivant le domaine fluide est présenté ci-dessous.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \nu_t = C_\mu^d \bar{k}^2 / \bar{\varepsilon} \\
 \overline{u_i u_j} = -\nu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \bar{k} \delta_{ij} \\
 \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu^d \frac{\bar{k}^2}{\bar{\varepsilon}} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_k \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - \bar{\varepsilon} \\
 \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_\mu^d \bar{k} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_\varepsilon \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \\
 C_\mu^d = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.02 \\
 \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3
 \end{array} \right. \quad [\text{II-17}]$$

$\varepsilon$  : la dissipation de l'énergie cinétique

*Avantages et inconvénients de la méthode de fermeture à deux équations.*

- Avantages :
  - Modèle largement répandu.
  - Prise en compte de la variabilité spatiale de l’agitation turbulente.
  - Relative simplicité de mise en œuvre
  - Bonne prédiction des écoulements simples.
- Inconvénients
  - Dépendance locale et linéaire des tensions turbulentes et du champ moyen.
  - Schématisme de l’équation pour  $\bar{\varepsilon}$
  - Peu adapté aux écoulements complexes.

#### II.4.4. Critère de choix d'un modèle.

En thermique du bâtiment, il est souvent suffisant de connaître seulement le mouvement moyen. Il donne accès aux caractéristiques importantes des écoulements. Dans ce travail, nous avons opté pour le modèle standard k-ε, puisque tous les travaux effectués à ce jour montrent que ce dernier permet d'obtenir des résultats très satisfaisants [CHOW2003, HESCHL2005].

#### II.4.5. Conditions aux limites.

L'hypothèse d'isotropie de la turbulence n'est pas valable au voisinage des parois. L'observation expérimentale montre l'existence au voisinage de la paroi d'une couche dans laquelle l'effet de la viscosité moléculaire devient prépondérant devant celui de la turbulence : c'est la sous couche laminaire ou sous couche visqueuse. Dans cette sous couche, la contrainte de cisaillement totale se limite à la contrainte due à la viscosité, et le profil de la vitesse longitudinale est linéaire.

A mesure que la distance à la paroi augmente, les contraintes dues à la viscosité moléculaire deviennent négligeables devant celles liées à la turbulence. Les lois précédentes ne sont donc plus valables au voisinage des parois. Une solution de remplacement est adoptée : elle consiste à supposer que la mince couche de fluide en contact avec le mur est une zone d'équilibre local et à recourir à une loi dite « loi de la paroi » qui donne le profil de la vitesse au voisinage du mur. Ce profil est déduit de l'observation expérimentale des écoulements turbulents sur une plaque plane. La vitesse longitudinale du fluide au point P voisin du mur est donnée par (avec les notations de la figure II.2.) [RICHARDS2002]

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad [\text{II-18}]$$

Dans cette expression,  $E$  est une constante empirique caractérisant la rugosité de la paroi ( $E = 9.81$ ),  $k$  est la constante de Von Karman (égale à 0.42), et  $U_*$  est la vitesse de frottement, donnée par :

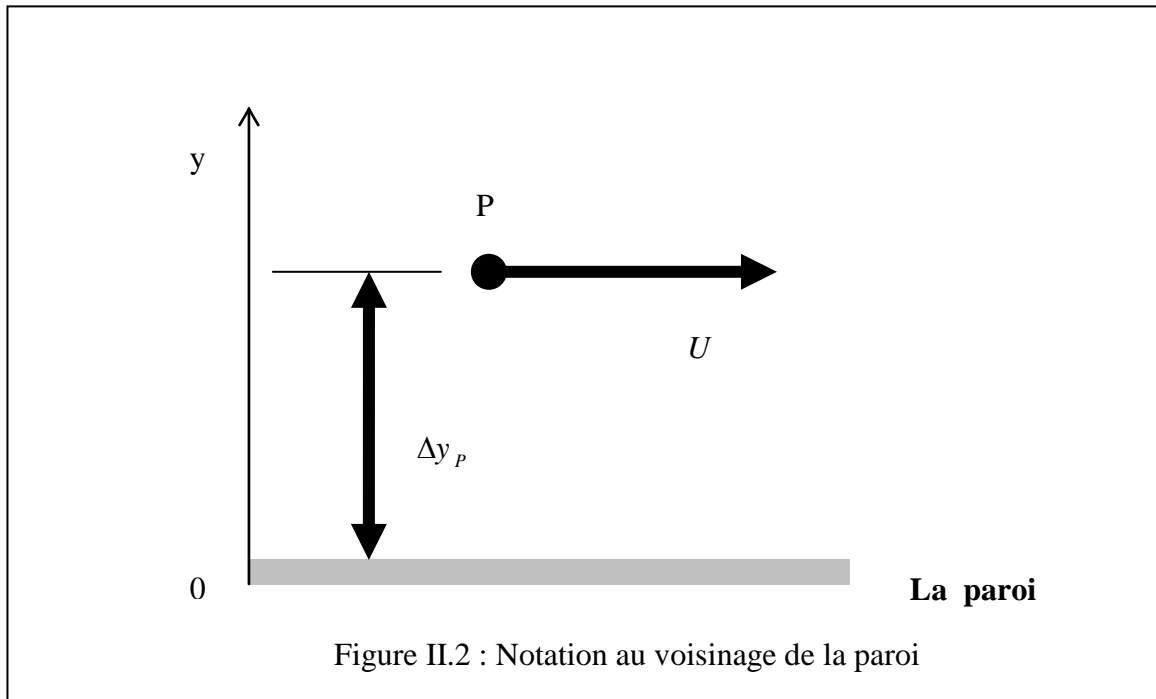
$$U_* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}$$

Où  $\tau_p$  est la contrainte de cisaillement au mur, donnée par :

$$\tau_p = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$$

$y^+$  est la distance adimensionnée du point P à la paroi :

$$y^+ = \frac{\rho u_* \Delta y_p}{\mu}$$



$\varepsilon_p$  est la valeur de  $\varepsilon$  au point P ; elle est calculée en faisant l'hypothèse d'une couche limite turbulente en équilibre :

$$\varepsilon_p = \frac{C_{\mu}^{3/4} k_p^{3/2}}{k \Delta y_p}$$

$k_p$  étant calculé à partir de l'équation de transport de  $k$  (en supposant le gradient normal de  $k$  nul au mur). Une autre loi est également utilisée pour le calcul des transferts thermique aux parois ; elle est donnée par :

$$\frac{\lambda(\Delta T / \Delta y_p)}{q_w} = \frac{1}{k y^+} \frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \ln(E y^+) + \frac{1}{y^+} \left( \frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \right)^{5/4} \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left( \frac{A_{Dr}}{k} \right)^{1/2} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} - 1 \right) \quad [\text{II-19}]$$

Avec :

$\lambda$ : la conductivité thermique de fluide

$\Delta T$ : la différence de température entre la paroi et le fluide au point P

$q_w$  : flux emis par le mur

Pr: nombre de Prandtl moléculaire

$Pr_t$ : nombre de Prandtl turbulent, égale à 1.2 au mur

$A_{Dr}$ : constante de van Driest (=26)

La loi de paroi n'est valable qu'à la condition que le nœud voisin de la paroi ne se trouve pas dans la sous-couche laminaire. Dans le cas contraire, le calcul se fait comme en régime laminaire. Il faut aussi que ce nœud se trouve à l'intérieur de la couche turbulente, ceci peut être vérifié a posteriori par examen des valeurs de  $y^+$  : des valeurs excessives (à titre indicatif, très supérieure à 100) sont le signe d'une mauvaise résolution de la couche limite turbulente.

### II.5. le calcul de la densité de l'air et l'approximation de BOUSSINESQ.

Dans notre travail, nous avons utilisé des modèles qui utilisent l'approximation de Boussinesq pour prendre en compte la variation de la densité de l'air en fonction de la température dans les équations de quantité de mouvement. Au lieu de calculer la densité d'après la loi de gaz parfait comme ceci est fait dans un modèle compressible, celle-ci est supposée constante dans tous les termes des équations gouvernantes sauf dans le terme de gravité des équations de quantité de mouvement pour lequel elle est supposée dépendre linéairement de la température. Cette hypothèse n'est valide que lorsque les différences de température sont de l'ordre d'une dizaine de degrés.

Cette approximation est appliquée lorsque, le nombre de MACH est également faible

[GENIK2006] :

$$M = \frac{\text{vitesse de l'écoulement d'un fluide}}{\text{vitesse de propagation de son de le même fluide}}$$

Dans cette approximation, la densité s'écrit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad [\text{II-20}]$$

où  $\rho_0$  est la masse volumique à  $T_0$  et  $\beta$  est le coefficient de dilatation

C'est-à-dire que la variation de la masse volumique est linéaire en fonction de la température dans le terme de gravité [RJUSCH2002].

## II.6. Méthodes numériques et volumes finis.

### II.6.1. Principe.

La simulation numérique des écoulements (en anglais CFD : Computational Fluid Dynamics) a stimulé une approche unifiée dans l'analyse des problèmes faisant intervenir des phénomènes de mécanique des fluides et de transfert de chaleur. Ces développements sont facilités par un dénominateur commun: les équations qui les régissent sont les mêmes, avec en plus des équations de comportement supplémentaires utilisées pour manipuler les cas spéciaux.

La plupart des techniques utilisées pour la résolution des équations de Navier-Stokes peuvent être classées en différences finies, surfaces ou volumes finis, éléments finis et méthodes spectrales. Seulement les deux premières techniques sont largement répandues dans le domaine de la thermique du bâtiment.

Dans ce qui, nous décrirons la méthode des volumes finis uniquement.

### II.6.2. La méthode des volumes finis

Rappelons que la formulation mathématique des lois de conservation régissant les phénomènes physiques comme les transferts de chaleur ou les écoulements des fluides, est généralement écrite sous forme d'équations aux dérivées partielles de type conservatif [PATANKAR1980] :

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) - \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla_\phi) = S_\phi \quad [\text{II-21}]$$

Chacune de ces équations met en jeu une quantité physique  $\phi$  et des variables associées. L'équation aux dérivées partielles traduit un équilibre dans lequel plusieurs phénomènes interviennent. Nous distinguons:

- $\frac{\partial \rho \phi}{\partial t}$ , le terme transitoire ou instationnaire;
- $\nabla \cdot (\rho u \phi)$ , le terme convectif;
- $\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi})$ , le terme diffusif;
- $S_{\phi}$ , Le terme source.

Le problème différentiel ainsi posé est par nature continu. L'expression de la solution à partir d'une formule analytique est en général impossible à mettre en évidence. Il est alors nécessaire de passer par une approximation du problème, c'est-à-dire de le remplacer par plusieurs problèmes discrets représentant localement le problème continu de façon approchée. Cette procédure, appelée discrétisation ou approximation, permet notamment une résolution numérique discrète des équations continues.

Le problème ainsi posé revient à trouver les solutions de  $n$  équations sur des éléments  $\Omega_n$  du domaine. La solution générale  $\phi$  sur le domaine est liée à la résolution des  $\phi_n$  locaux.

Dans notre cas, nous utilisons le logiciel Fluent et pour ce dernier La résolution des équations de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie est faite au moyen de la méthode de conservation de volumes finis (Finite-Volume-Method CAST) décrite par Peric et Scheuerer en 1987 [HERBIN2006]. Les éléments importants de cette méthode sont les suivants:

- Discrétisation de la zone de calcul (Distribution des volumes de contrôle),
- Discrétisation des équations de conservation,
- Algorithmes de résolution des systèmes correspondants d'équations différentielles linéaires.

### II.6.2.1. Notion de maillage (discrétisation de la zone de calcul).

La modélisation numérique repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes  $\Omega_n$  élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles. Associés à ces éléments, nous retrouvons les nœuds de discrétisation, c'est-à-dire les points de résolution des équations discrètes.

Ceux-ci peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leurs centres ou encore sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée [ROME2007]. [BELLIVIER2004]

Les éléments et les nœuds associés constituent le maillage, un découpage géométrique du domaine de calcul. La figure (II-3) illustre la notion de maillage.

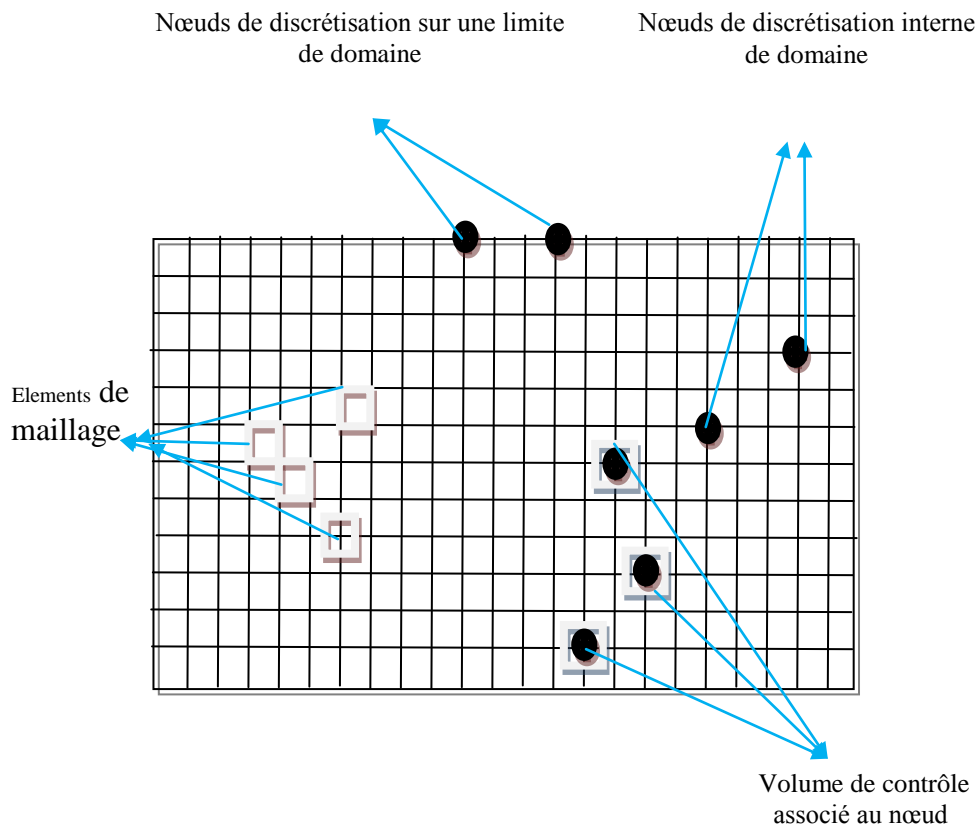


Figure II.3. : Illustration de la notion de maillage.

Les maillages structurés conviennent aux systèmes à géométrie rectiligne et la réduction en taille des mailles à un endroit particulier se répercute sur l'ensemble du maillage, ce qui au final peut augmenter significativement le nombre de mailles et par conséquent le temps de calcul.

Il est à signaler que le maillage joue un rôle important dans un calcul CFD car les résultats peuvent en dépendre.

Certains outils CFD offrent la possibilité d'utiliser différents types de maillage pour un même domaine de calcul et en général, tous offrent la possibilité de faire varier la taille des mailles. Toutefois, la flexibilité et la précision avec laquelle l'utilisateur peut contrôler la taille et la forme du maillage varie d'un outil à l'autre.

### II.6.2.2. la discrétisation des équations conservatrices.

La méthode de discrétisation utilisée dans le cadre de ces travaux étant celle des volumes finis, nous rappelons ici les principes sur lesquels elle repose [EYMARD1997, DROTZ2004, CONCALVES2005, HERBIN2006].

#### a. Principe général

A partir des équations de conservation, on veut calculer les valeurs de la variable  $\phi$  au centre de chaque volume de contrôle défini par le maillage. Le domaine  $\Omega$  est donc composé en volumes élémentaires notés  $\Omega_i$  de telle sorte que :

$$\Omega = \sum_{i=1}^n \Omega_i$$

L'intégration de l'équation de conservation sur tout le domaine est donnée par:

$$\int_{\Omega} \left[ \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega} \left[ \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) + S_{\phi} \right] dv$$

Cette intégrale peut être écrite sous la forme d'une somme d'intégrales locales:

$$\int_{\Omega} f dv = \sum_{i=1}^n \int_{\Omega_i} f dv$$

La méthode consiste alors à intégrer l'équation de conservation, écrite sous sa forme conservative, sur chaque volume  $\Omega_i$  :

$$\int_{\Omega_i} \left[ \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega_i} [\nabla \cdot \mathbb{K}_\phi \nabla \phi + S_\phi] dv$$

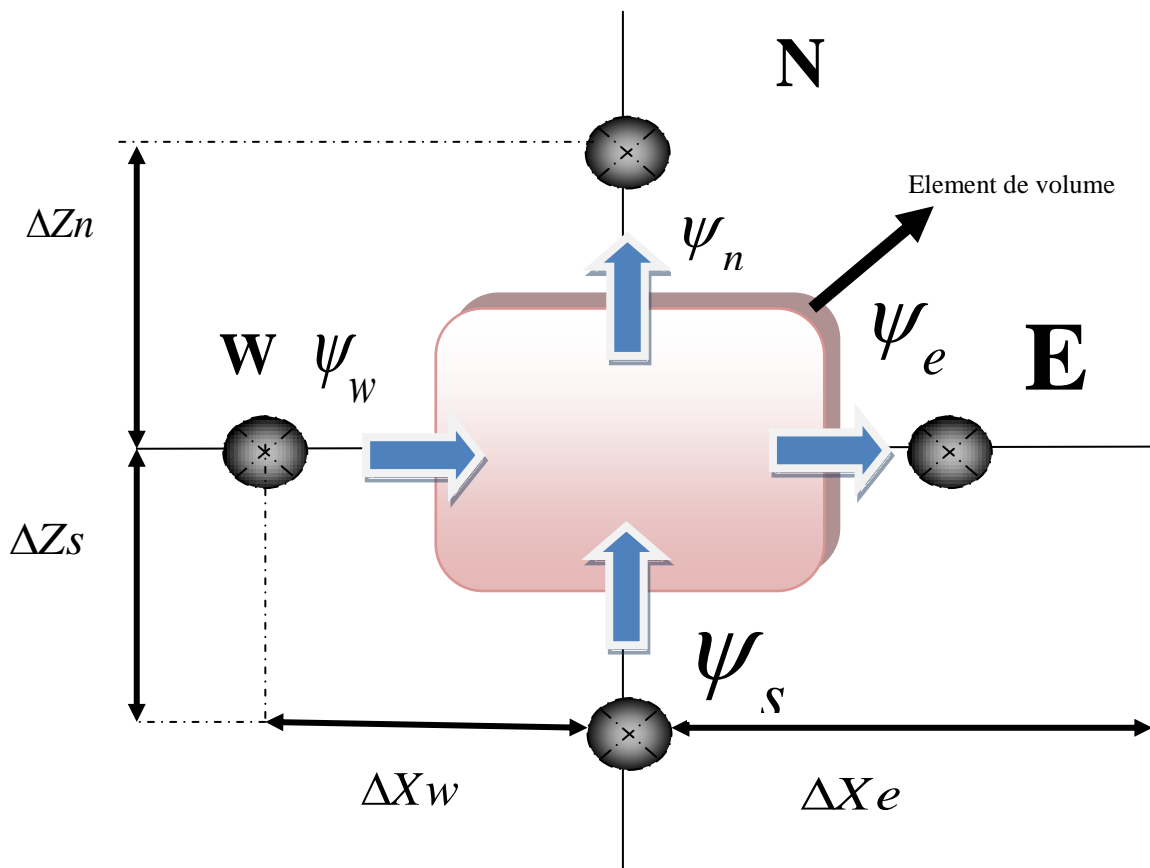


Figure II.4 : Volume de contrôle 2D

Dans le cadre des maillages cartésiens, les volumes de contrôle  $\Omega_i$  sont représentés par la Figure II.4. La méthode des volumes finis est équivalente à un bilan sur le volume de contrôle  $\Omega_i$ . On assure alors la conservation sur chaque volume élémentaire et donc sur le domaine tout entier.

❖ **Discretisation des termes convectifs et diffusifs**

La discretisation de l'équation de conservation exprimée sous forme d'intégrale sur chaque volume de contrôle nécessite d'explicitier chaque terme d'intégration. On note  $f^c$  le flux convectif  $\rho u \phi$  et  $f^d$  le flux diffusif  $(\Gamma_\phi \nabla_\phi)$ .

Le théorème de Green-Ostrogradski (ou théorème de la divergence) permet alors d'écrire, avec  $f(\phi) = f^c$  ou  $f(\phi) = f^d$

$$\int_{\Omega_i} (\nabla f(\phi) dv_i) = \int_{\Gamma_i} (f(\phi) \cdot n) ds = \Psi_e + \Psi_w + \Psi_s + \Psi_n \quad [\text{II-22}]$$

Où  $n$  est la normale sortante à l'interface du volume de contrôle. La discrétisation spatiale nécessite la connaissance des flux  $f(\phi)$ , c'est-à-dire les valeurs de  $\phi$  de ou de son gradient sur chaque face du volume de contrôle. Chaque type est représenté de façon approximative par un schéma basé sur une méthode de différences finies pour les flux différentiels, ou sur des interpolations polynomiales d'ordre 1 ou 2 pour les flux scalaires. Pour illustrer les schémas de discrétisation, nous prendrons l'exemple de maillage 1D représenté sur la figure II.5.

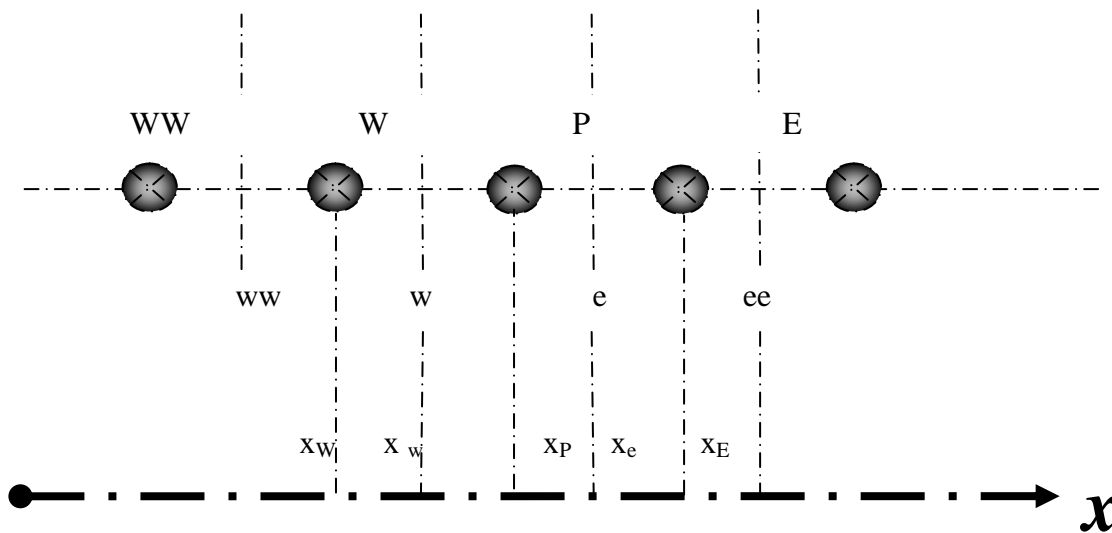


Figure II.5. : Exemple d'un maillage à une dimension 1D

- **Schéma centré** : Dans le cas d'un flux scalaire, la variable  $\phi_c$  à l'interface du volume de contrôle est évaluée linéairement par moyenne pondérée d'ordre 2 entre les nœuds amont et aval:

$$\phi_e = \alpha\phi_E + (1-\alpha)\phi_P$$

Avec  $\alpha$  le coefficient d'interpolation linéaire

$$\alpha = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P}$$

Dans le cas d'un flux différentiel, on utilise la méthode des différences finies. A l'aide d'un développement de Taylor d'une fonction  $f$ , on peut écrire un schéma d'ordre 2 pour  $f'$ :

$$f'(x) = \left. \frac{f(x+h) - f(x-h)}{2h} \right|_{h=cte \rightarrow 0}$$

Si on applique sur le gradient de  $\phi$ , on obtient alors :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} \quad [\text{II-23}]$$

**Remarque:** La discrétisation des gradients dans le code de calcul est toujours du type schéma centré.

- **Schéma upwind ou simple amont** : Dans le cas d'un flux scalaire, la valeur de  $\phi_e$  est remplacée par celle en amont de l'interface et dépend donc du sens de l'écoulement:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P & \text{si } \vec{u} \cdot \vec{n} > 0 \\ \phi_E & \text{si } \vec{u} \cdot \vec{n} < 0 \end{cases} \quad [\text{II-24}]$$

- **Schéma hybride**

Son comportement est déterminé par l'intensité du nombre de Peclet. Celui-ci exprime le rapport entre les forces convectives et les forces diffusives:

$$Pe = \frac{F}{D} = \frac{\rho u \Delta x}{\Gamma_\phi}$$

- Dans le cas où  $Pe \leq 2$  le schéma centré est utilisé
- Si  $Pe > 2$  le schéma simple amont est utilisé

- **Schéma Quick**

La variable  $\phi_e$  est évaluée par une interpolation quadratique basée sur deux nœuds en amont (F et FF) et sur un nœud en aval (B) de l'interface.

$$\phi_e = \phi_F + \alpha_1 (\phi_{FF} + \phi_F) + \alpha_2 (\phi_F + \phi_b)$$

Les coefficients de l'interpolation  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  dépendent du sens de  $\vec{u} \cdot \vec{n}$  et sont alors donnés par :

$$\alpha_1 = \frac{(x_e - x_F)(x_e - x_{FF})}{(x_B - x_F)(x_B - x_{FF})}$$

$$\alpha_2 = \frac{(x_e - x_F)(x_b - x_e)}{(x_f - x_{FF})(x_B - x_{FF})}$$

Dans le cas où  $\vec{u} \cdot \vec{n} > 0$  on a :

$$\phi_e = \phi_P + \frac{(x_e - x_P)(x_e - x_E)}{(x_W - x_P)(x_W - x_E)} (\phi_W - \phi_P) + \frac{(x_e - x_P)(x_W - x_e)}{(x_P - x_E)(x_W - x_E)} (\phi_P - \phi_E) \quad [\text{II:25}]$$

❖ **Discrétisation des autres termes.**

• **Le terme source**

Dans la majorité des cas, on assimile le terme source à une valeur moyenne sur le volume de contrôle:

$$\int_{\Omega_p} (S_\phi) dv \Rightarrow S_{\phi_p} \Delta x \Delta y \Delta z \quad [\text{II-26}]$$

• **Le terme instationnaire**

Pour l'intégration de ce terme particulier, on considère uniquement la variation en temps, en assimilant la variable  $\phi$  à sa valeur au centre du volume de contrôle:

$$\int_{\Omega_p} \left( \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \right) dv \Rightarrow \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial \rho_p \phi_p}{\partial t} \quad [\text{II:27}]$$

**b. Le bilan (le système algébrique)**

L'équation de conservation une fois discrétisée implicitement en temps, se transforme en système algébrique linéaire suivant :

$$a_p^{n+1} \phi_p^{n+1} = a_w^{n+1} \phi_w^{n+1} + a_E^{n+1} \phi_E^{n+1} + a_S^{n+1} \phi_S^{n+1} + a_N^{n+1} \phi_N^{n+1} + a_B^{n+1} \phi_B^{n+1} + a_F^{n+1} \phi_F^{n+1} + a_p^n \phi_p^n + b \quad [\text{II:28}]$$

ou

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b$$

a et b : sont les coefficients de linéarisation, nb (Neighbors en anglais)

A l'exception des cellules adjacentes aux limites du domaine, les autres cellules ont un nombre de faces égale au nombre de cellules avoisinantes, des équations similaires peuvent être écrites pour chaque cellule de maillage.

Les coefficients dépendent fortement des schémas utilisés pour la discrétisation des différents termes de l'équation de conservation. En effet, les schémas numériques qui permettent de discrétiser les équations physiques sur le maillage peuvent avoir une influence sur les résultats.

Le choix des schémas est un paramètre important ; en général :

- Le schéma centré peut être instable,
- Le schéma upwind est diffuse,
- Le schéma quick est oscillant.

Quelque soit le schéma, l'erreur d'approximation sur la valeur diminue avec l'augmentation du nombre de nœuds.

Certains outils CFD laissent le choix du schéma numérique à l'utilisateur, en général jusqu'à l'ordre 2.

Une discrétisation temporelle est aussi nécessaire si le problème est transitoire. Il s'agit de fixer un pas de temps qui soit compatible avec le maillage et avec les modèles physiques choisis et permette de résoudre les mécanismes physiques auxquels on s'intéresse.

Le système algébrique obtenu après discrétisations est énorme et les équations sont fortement couplées. Des méthodes itératives sont alors utilisées pour obtenir une solution. Un nombre d'itérations pour résoudre les équations à chaque pas de temps doit être fixé ou alternativement un critère indiquant la convergence de la solution doit être défini. Les paramètres qui peuvent être suivies pendant le calcul d'une solution pour juger de la convergence de la solution sont variables d'un outil CFD à un autre et il peut donc être plus ou moins facile de s'assurer de la convergence.

### **II.7. Le traitement des résultats.**

Un nombre très important de valeurs est obtenu par un calcul CFD puisqu'en général le maillage d'une seule pièce de taille standard contient plusieurs dizaines de milliers d'éléments et pour chacun de ces éléments sont obtenues les valeurs d'au moins la température et les trois composantes de vitesse. D'autres variables peuvent aussi être calculées en fonction des besoins et des modèles choisis.

Un post-processeur permet de traiter ces données. Il permet au moins de visualiser les contours des variables et les vecteurs vitesses dans des plans. Chaque outil CFD a en principe son propre post-processeur, qui est plus ou moins sophistiqué. Il existe aussi des post-processeurs 'indépendants' qui peuvent traiter les fichiers de résultats de nombreux codes CFD. Signalons parmi ceux-ci Tecplot et Fieldview.

## **Chapitre 3**

# **PRESENTATION DE « FLUENT »**

---

*Dans ce chapitre, nous allons présenter le code de champs « fluent » ainsi que le mailleur Gambit. Ce dernier est associée à fluent et permet de générer le maillage nécessaire à la discrétisation du système.*

Le logiciel FLUENT est de la catégorie des outils de C.F.D. (*Computational Fluid Dynamics*), intégrant un code de calcul de mécanique des fluides, commercialisé par la société éponyme. Dans le domaine du bâtiment, ce logiciel permet de délivrer des informations très précises pour :

- la détermination de champs de températures, de vitesses d'air et d'indices des conditions de confort ;
- l'étude des écoulements aérauliques internes et externes au bâtiment ;
- la conception et l'analyse détaillée des systèmes de ventilation ;
- l'étude des phénomènes de convection naturelle, forcée et mixte ;
- l'étude des échanges radiatifs entre parois ;
- l'étude des phénomènes de *contamination*, i.e. la répartition de polluants et l'évolution des concentrations d'une espèce. [STRAW2000]

Le logiciel est composé de plusieurs modules correspondant aux différentes étapes du déroulement d'une étude :

- Pré- traitement.
  - Définition de la géométrie du bâtiment ou du local étudié
  - Récupération de fichiers issus de CAO – Importation
  - Réalisation du maillage associé.
- Module de calcul.
  - Définition des conditions limites (fixes ou variables dans le temps)
  - Analyse en régime permanent ou instationnaire
  - Prise en compte des écoulements laminaires ou turbulents
- Post-traitement.
  - Visualisation des résultats sous forme de cartographies (vitesse, température, pression, indices de confort)
  - Possibilité de créer des animations (sens de l'écoulement, trajectoires de particules, etc.)

L'utilisation des codes de calculs et d'outils de simulation numérique du comportement des bâtiments et des systèmes permet d'améliorer la Qualité Environnementale des ouvrages, d'optimiser leurs performances énergétiques, de réduire les coûts d'exploitation du bâtiment, tout en garantissant le confort des occupants [GASPAR03]. Et, dans ce contexte, l'outil de CFD « Fluent » a été utilisé dans plusieurs études et ses performances ne sont plus à démontrer [GASPAR03, CHEONG03, HESCHL05, CAO2006, XU2005] ; néanmoins son utilisation exige une adresse dans le choix des modèles, des conditions aux limites ainsi que lors de l'interprétation des résultats.

Et, comme nous l'avons souligné au début, dans ce qui suit, nous allons présenter dans ce qui suit les logiciels GAMBIT et FLUENT.

### **III.1. Maillage sous « Gambit ».**

La création de la géométrie ainsi que le maillage se font sous le progiciel « Gambit ». Ce maillleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées.

### **III.2. Interface de Gambit.**

Gambit est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (computational fluid dynamics). Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques, Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle [FLUENT2000] et [DJIMLI2007].

Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix.

On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

✱ Interface de gambit

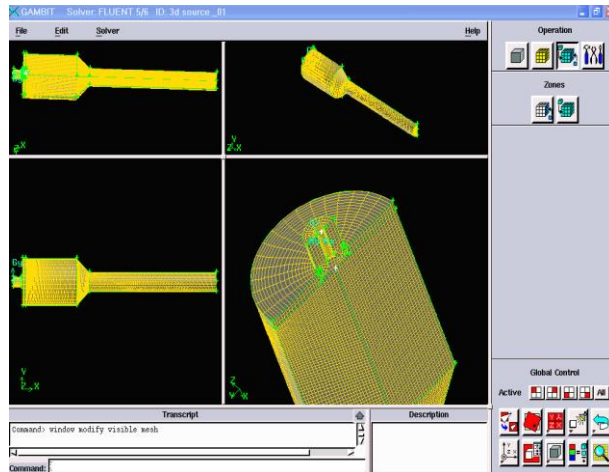


Figure III.1. Interface de gambit

C'est une interface facile à manipuler. Elle est composée de plusieurs parties (voir figure III.1) que nous allons décrire dans ce qui suit :

**A. Fenêtre d'outils d'opération:** Chaque bouton de cette fenêtre correspond à une fonction bien définie (voir figure III.2).



Figure III.2 : Fenêtre d'outils d'opérations

Nous allons, donc, détaillé la fonction de chaque bouton dans cette fenêtre.

- **Construction de la géométrie**

Elle est créée à partir de points, de côtés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation , d'effacement , de décomposition, etc. (voir figure III.3).

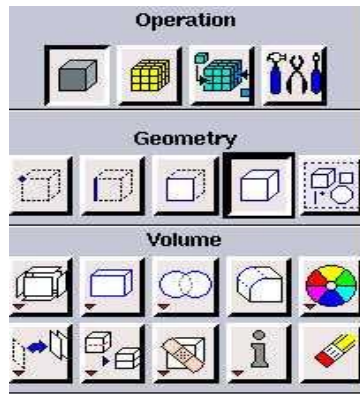


Figure III.3. Construction de la géométrie

- **Génération de maillage**

Cette fonction permet la génération de tous les types de maillage, la manipulation du maillage généré et même la création d'une couche limite s'il y a lieu (voir figure III.4).

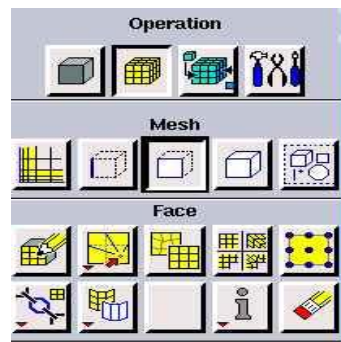


Figure III.4. Génération de maillage

- **Incorporation des conditions aux limites**

Plusieurs types de conditions aux limites sont disponibles selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme étant fluide (voir figure III.5).

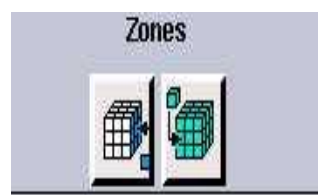


Figure III.5. Incorporation des conditions aux limites

- **Boutons d'outils**

Ils permettent de spécifier le système de coordonnées par exemple ou d'autres opérations spécifiques (voir figure III.6).

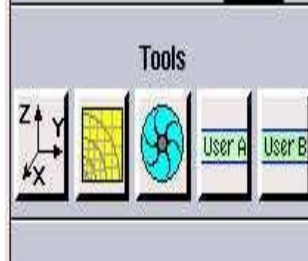


Figure III.6. Boutons d'outils

**B. Fenêtre de contrôle global**

Elle concerne l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage (voir figure III.7).

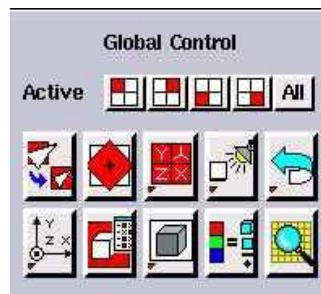


Figure III.7. Fenêtre de contrôle globale

**C. Fenêtre des descriptions**

Elle concerne la description des opérations associées aux étapes précédentes.

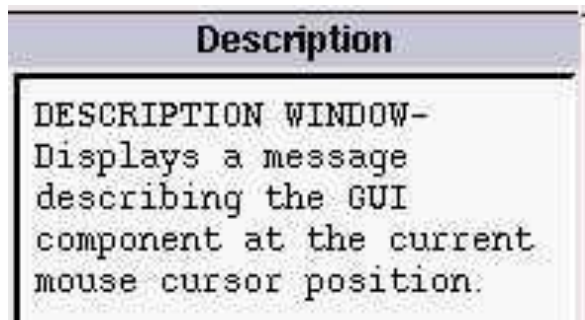


Figure III.8. Fenêtre de description

#### D. Fenêtre de la liste des commandes.

Elle contient la liste des commandes antérieures. Si nécessaire, on peut ajouter une commande écrite pour être exécutée (voir figure III.9).

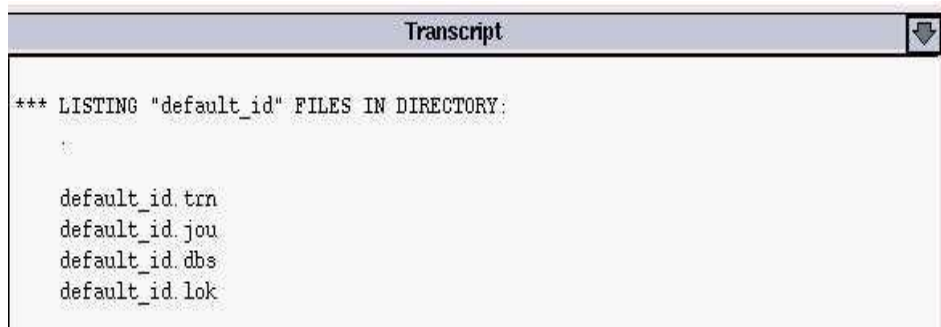


Figure III.9. Fenêtre de la liste des commandes

### III.3. Présentation de "Fluent".

Comme nous l'avons souligné au début de ce chapitre, "Fluent" est un code de calcul qui permet de modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans différentes géométries même les plus complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D (deux dimensions), triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D (trois dimensions) tétraédriques/ hexaédriques / pyramidales, et les mailles (hybrides) mélangées.

"Fluent" est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage. En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace. "Fluent" s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes:

- écoulements 2D ou 3D.
- Etats permanents ou transitoires.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles incluant toute vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Ecoulements Newtonien ou non.
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif.
- Les écoulements avec changements de phases.
- Ecoulements en milieu poreux.

Ce code de calcul emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation. Les équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont résolues par cette méthode statistique (nous avons présenté la méthode des volumes finis dans le chapitre précédent). En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle, "Fluent" passe par les étapes suivantes:

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, (les inconnues), telles que les vitesses, pression, température, etc.
- Linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équations linéaires résultant, pour pouvoir mettre à jour les valeurs des variables dépendantes (inconnues).

### III.4. Interface de fluent.

On peut démarrer quatre versions de Fluent 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayant la même interface (voir figure III.10.).



Figure III.10.a. Interface de code de fluent

- 2D (2 Dimensions)
- 2DDP (2 Dimensions Double Précision)
- 3D (3 Dimensions)
- 3DDP (3 Dimensions Double Précision)

En cliquant sur l'une des touches précédente aura la fenêtre suivante



Figure III.10.b : Interface de code de fluent

Les fonctions disponibles pour la procédure numérique sont :

- **File (fichier)** : pour les opérations concernant les fichiers (lecture, sauvegarde, importation...etc.).
- **Grid (grille)** : pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie.
- **Define (définir)** : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites.
- **Solve (résoudre)** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul.
- **Adapt (adaptation)**: pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres.
- **Surface (surface)** : pour créer des points, des lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats.
- **Display et plot (dessiner)** : pour l'exploitation des résultats.
- **Report (rapport)** : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité.
- **Parallel (parallèle)** : pour le calcul parallèle.
- **Help (aide)** : pour l'exploitation du contenu du code.

### III.5. Procédure sous "Fluent"

Au chargement du maillage sous "Fluent", avant tout, nous devons mettre la géométrie à l'échelle (mètre pour notre cas). Le logiciel permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans la grille et dans la mémoire, pour améliorer les performances du calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

### III.5.1. Choix de la formulation du solveur.

En démarrant "Fluent" on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur :

- \* La formulation "Segregated", ou isolée (implicite): Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles. De ce fait, c'est la formulation que nous avons choisie pour notre problème.
  
- \* La formulation "Coupled", ou couplée soit implicite ou explicite : Cette option permet de résoudre les équations gouvernantes simultanément, c'est-à-dire couplées les unes aux autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités séparément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses ; ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (exemple : flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais convergera plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaires.

### III.5.2. Schémas de discrétisation.

Sous "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes (voir chapitre 2) alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Il reste que la discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence. Alors que le "Second Order Upwind Scheme" est recommandé pour les écoulements non alignés au maillage.

Il existe aussi d'autres schémas de discrétisation :

- \* Le schéma "QUICK" (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics): Il procure une meilleure précision que le schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (Swirling) avec un maillage régulier. Cependant, il ne s'applique pas à un maillage triangulaire.
- \* Le schéma "Power Law" est plus précis que le "First Order Upwind Scheme" pour les écoulements à très bas nombres de Reynolds ; Sinon, il procure en général le même degré de précision.

### III.5.3. Choix du schéma d'interpolation de la pression.

Pour la plupart des cas, le schéma "Standard" est acceptable. Pour des écoulements spécifiques, on peut choisir parmi les options suivantes [FLUENT2000], [HAMAMI2005].

- \* Le schéma force de volume pondéré (en anglais : "Body-Force-Weighted") est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (comme par exemple en convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).
- \* Le schéma "PRESTO!" (en anglais : Pressure Staggering Option) est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou pour les écoulements dans des domaines fortement courbés.
- \* Le schéma au second ordre est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.
- \* Le schéma linéaire (en anglais : "Linear") est disponible comme alternative au cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

#### III.5.4. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires : pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées. La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée (en anglais : "Staggered grid") et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression sur la "grille décalée" des composantes de la vitesse.

"Fluent" propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse (seulement avec la formulation "isolé"):

- \* Les deux premières, très similaires, sont la méthode "SIMPLE" (en anglais : Semi- Implicit Method for a Pressure Linked Equations) et la méthode "SIMPLEC" (en anglais : SIMPLE Consistent). Cette dernière méthode se différencie de la première par le fait qu'on peut lui assigner un facteur de relaxation (correction) de pression proche de 1, ce qui accélère la convergence dans la plupart des cas, mais peut conduire à des instabilités de la solution.

- \* Méthode "PISO" (en anglais : Pressure-Implicit with Splitting of Operators) : Cette méthode fait partie des algorithmes de la famille "SIMPLE". Elle est recommandée pour les écoulements instationnaires ou pour les maillages contenant des cellules très obliques (en anglais : "highly skewed").

Dans notre cas, on se limitera à l'utilisation de la méthode "SIMPLE" qui est la plus robuste, offrant le plus de garantie pour la convergence de la solution.

### III.6. Les conditions aux limites

Nous ne parlerons ici que des types de conditions les plus utilisées dans la thermique de bâtiment :

#### A. Entrées ou sorties.

Aux endroits où le fluide pénètre dans le domaine de calcul ou en sort, les conditions aux limites peuvent être spécifiées de trois façons :

✱ Condition en vitesse :

Les différentes composantes de la vitesse du fluide, ainsi que sa température sont indiquées. Les conditions en turbulence sont également à définir. Ceci est fait d'une part par le biais d'une intensité de turbulence  $I$  (vitesse fluctuante rapportée à la vitesse moyenne en %), et d'autre part grâce à une longueur caractéristique  $L_{turb}$  dont est déduite l'échelle caractéristique de la turbulence  $l$  dans l'écoulement à l'endroit considéré, par :

$$l = 0.07L_{turb}$$

Cette expression est déduite des observations en conduite circulaire; L'énergie cinétique de turbulence et son taux de dissipation sont des grandeurs définies par :

$$k = \frac{3}{2}(UI)^2$$

$$\varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$$

✱ Conditions en pression :

Dans le cas où le fluide sort de la frontière considérée, c'est la pression statique qui doit être spécifiée. Dans le cas contraire, c'est la pression totale qui doit être connue. L'angle d'incidence de l'écoulement, s'il n'est pas perpendiculaire à la frontière, doit également être précisé ainsi que la température et les caractéristiques turbulentes. [BERAHOUNE2006]

\* Conditions « outlet »

Il s'agit d'une condition de sortie du fluide pour laquelle les flux diffusifs de toutes les variables autres que la pression dans la direction perpendiculaire à la frontière sont supposés nuls. Les conditions étant déduites en écrivant un équilibre massique global à l'échelle du domaine de calcul. Aucune autre condition n'est à préciser.

Ces différentes conditions ne peuvent être combinées indifféremment entre elles pour que la résolution du problème soit possible. Ainsi, une condition en pression ne peut être associée à une condition – outlet – et un problème ne peut comporter qu'une seule condition de sortie type – outlet - .

**B. Parois solides (condition type – wall -).**

Pour chacun des modèles de turbulence, nous avons spécifié les lois de paroi en vigueur ou les autres conditions aux limites. De plus, outre la condition de mur glissant à laquelle nous n'aurons pas recours, les conditions thermiques sont à préciser soit en imposant la température de surface soit en précisant le flux thermique quittant la paroi.

**C. Conditions de symétrie.**

Cette condition consiste à imposer une vitesse normale nulle à la frontière et des gradients nuls dans le sens de la frontière pour toutes les variables.

## Chapitre 4

# RESULTATS ET COMMENTAIRES

---

*Dans ce chapitre, nous allons étudier quatre cas séparés mais complémentaires. L'objectif est d'analyser, à l'aide d'une modélisation numérique avec un logiciel type CFD comme (Fluent) , les possibilités :*

- *D'améliorer le transfert de chaleur dans un local (fermé ou ouvert) en agissant sur les conditions thermique de local, le positionnement des sources de chaleurs (diffuseur, convecteurs...etc.).*
- *Illustrer virtuellement le comportement d'un local (la distribution de température et de vitesse) et de déterminer les zones de confort et d'inconfort.*

#### ***IV.1. Premier cas : Etude de la distribution de vitesse et de température dans une enceinte carrée fermée.***

Ce cas, dont la configuration est la plus rencontrée dans la littérature, est considéré comme le plus simple à étudier ; malgré sa complexité pour certaines applications spécifiques [LAMSAADI2002, MASSIN2003, TOULOUSE2004, IBRIR2006].

Il s'agit d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte fermée chauffée par les deux cotés latéraux (sens horizontal des gradients des températures).

Le choix de ce cas est motivé par l'existence des données numériques permettant la comparaison et la validation des résultats obtenus dans ce travail.

En effet, dans cet exemple, nous avons utilisé le code Fluent pour simuler le comportement dynamique et thermique de l'enceinte carrée (le cas étudié). Ensuite, nous avons comparé nos résultats à ceux de Wakashima et Saitoh [WAKASHIMA2004] qui ont étudié numériquement un cas analogue à l'aide d'une méthode proposée par Saitoh. Nous avons également étudié l'influence de nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt dans cet exemple.

##### **IV.1.1. Description du cas traité :**

L'enceinte étudiée est une cellule bidimensionnelle de forme carrée, de dimensions ( $L \times L$ ) (voire la figure IV.1). Le coté droit est à une température relativement supérieure à celle du coté gauche (295 et 290 K respectivement : soit une différence de température constante et égale 5 °C). Les deux autres cotés sont adiabatiques.

La température de l'air qui s'écoule dans l'enceinte est de 293 K. Les propriétés thermo-physiques de l'air utilisées pour nos calculs (voir annexe 1) sont prises d'après John. LIONARD [LIONHARD2005].

D'après les caractéristiques thermiques et géométrique définies, pour le cas traité, le régime de l'écoulement sera évidemment laminaire ( $L \ll 1\text{m}$ ).

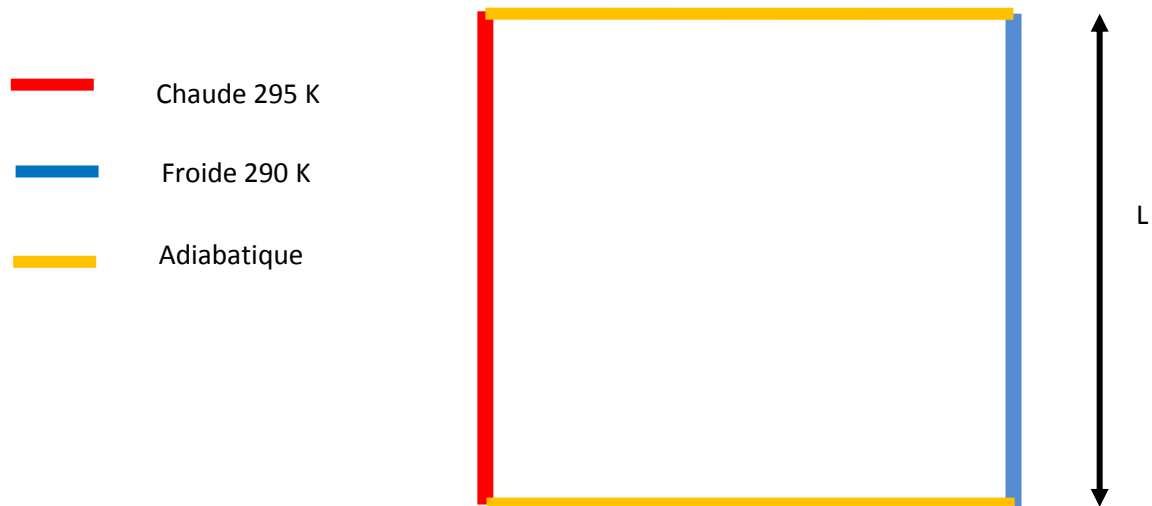


Figure IV.1 : La configuration du premier cas.

**Remarque :** La procédure de modélisation dans fluent est présentée dans l'annexe 4.

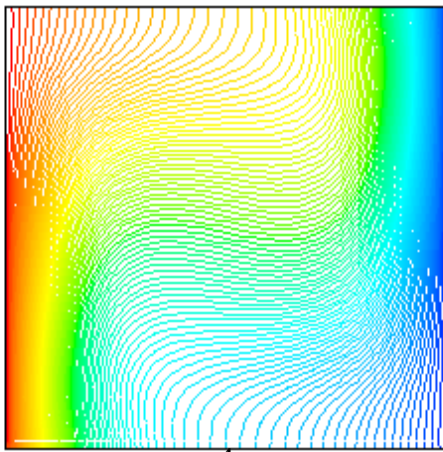
#### IV.1.2. Quelques illustrations cartographiques pour deux valeurs du nombre de Rayleigh

Dans cette partie nous avons montré le genre des résultats obtenus par Fluent dans le cas de transfert de chaleur par convection naturelle. Et, pour rester dans le régime laminaire, nous avons choisi deux valeurs du côté L pour lesquelles les valeurs de Ra sont :

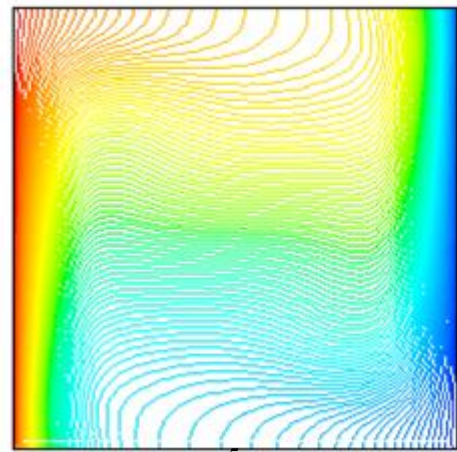
La longueur L [m]	Valeur du nombre de Rayleigh Ra
0.03	$1.55 \times 10^4$
0.06	$1.24 \times 10^5$

Tableau IV.1 : Valeurs du nombre de Rayleigh

Pour les conditions mentionnées ci-dessus, nous avons représenté les courbes de distribution de température et de vitesse sur les figures IV.2.

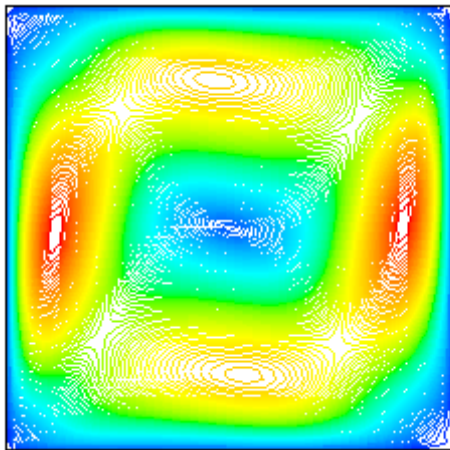


$Ra=1.55 \times 10^4$

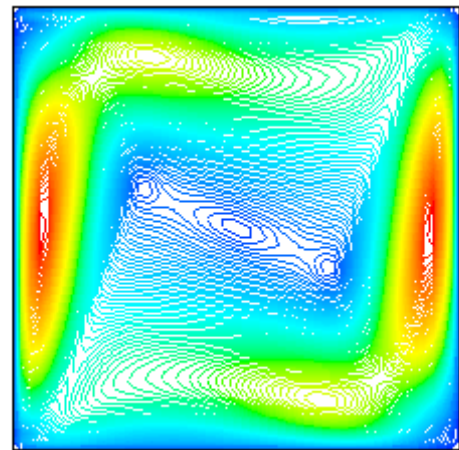


$Ra=1.24 \times 10^5$

(a) : Contours de température

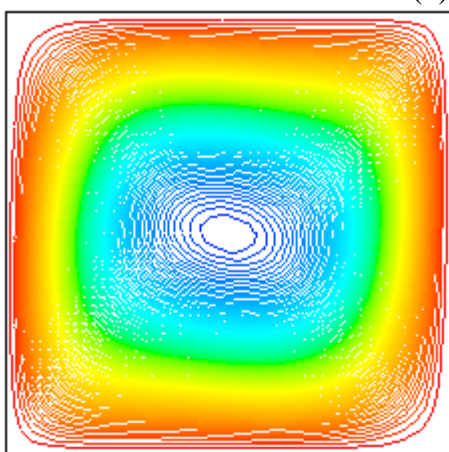


$Ra=1.55 \times 10^4$

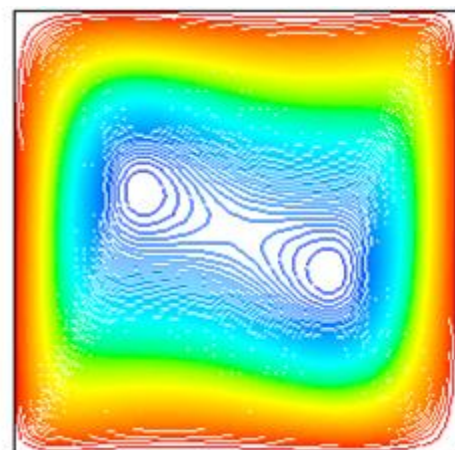


$Ra=1.24 \times 10^5$

(b) : Contours de vitesse



$Ra=1.55 \times 10^4$



$Ra=1.24 \times 10^5$

(c) : Lignes de courant

Le sens croissant des valeurs de chaque propriété



Figure IV.2 : Prédictions numériques pour une valeur de  $Ra = 1.55 \times 10^4$  et  $1.24 \times 10^5$

Les deux groupes de figures précédentes permettent de montrer le type de résultats obtenus par le code de champs fluent.

L'air s'écoule en suivant la géométrie de la cavité car l'écoulement développé est pleinement laminaire (loin de la valeur critique de la transition vers la turbulence). Pour cette raison, la forme de cet écoulement est circulaire et centrée au milieu.

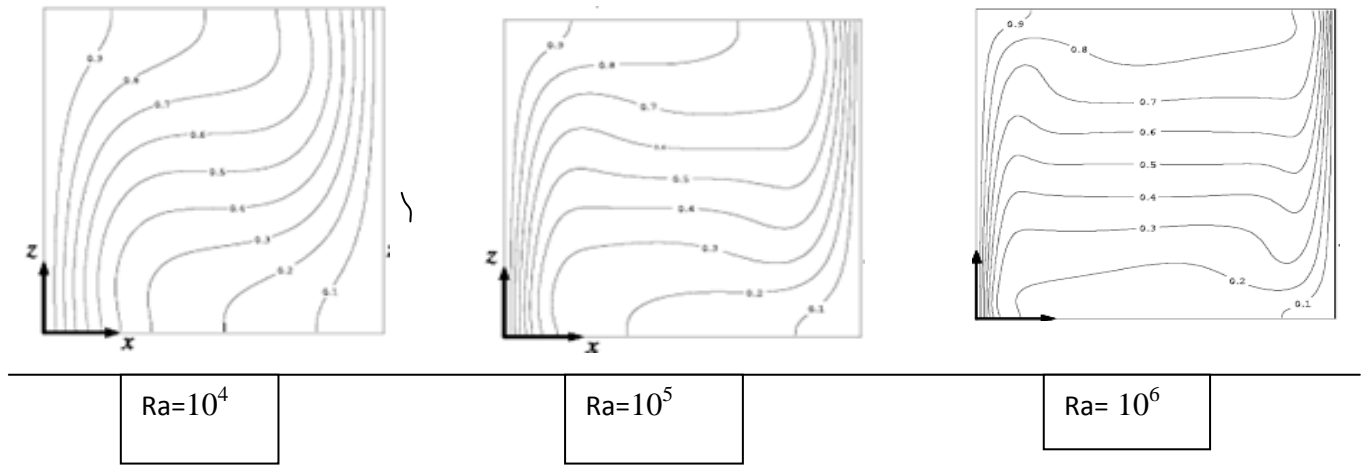
L'intérêt de cette présentation cartographique est claire pour les profils de températures, parce qu'ils nous montrent la distribution de cette propriété physique à chaque point dans le domaine étudié ; ainsi, la détermination des zones de confort est facile à contrôler. Pour, le profil des lignes de courant, l'intérêt est également claire ; en effet, les vecteurs vitesses sont portés par ces lignes ; donc le positionnement de la source de chaleur devient facile à installer (étude virtuelle).

Enfin, en comparant des deux groupes de cartographies correspondants respectivement à  $L = 0.03$  et  $L = 0.06$  m ( $Ra = 1.55 \times 10^4$  et  $1.24 \times 10^5$ ), on constate que le comportement général est presque identique, sauf que pour le deuxième cas, on remarque l'apparition de deux centres distincts et ceci pour les distributions de température, des vitesses et des lignes de courants. Ceci est dû au fait que nous nous rapprochons de la transition vers la turbulence.

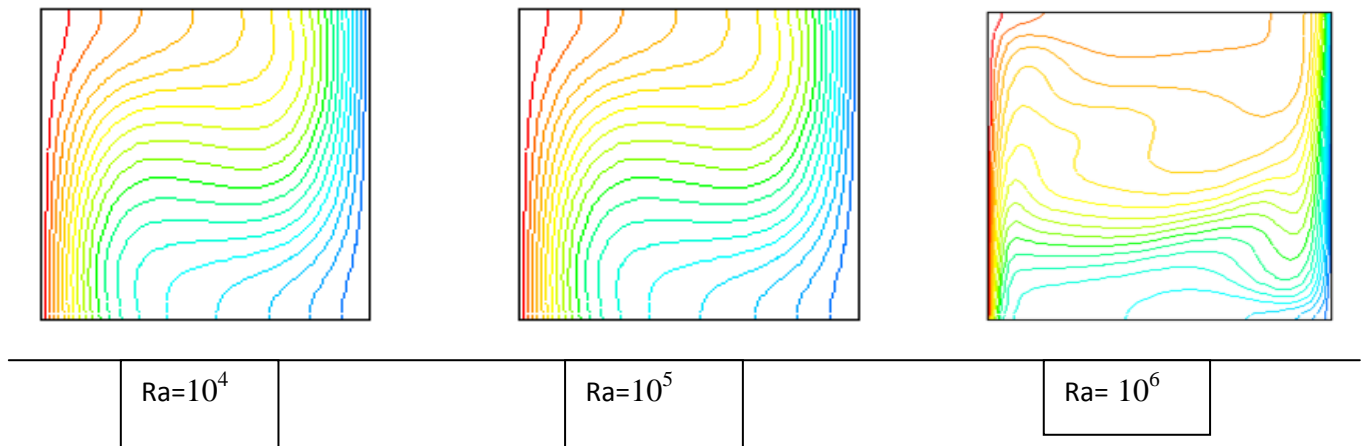
#### **IV.1.3. Comparaison avec les résultats obtenus par WAKASHIMA.**

Nous avons comparé les résultats obtenus par le code de champs Fluent à ceux obtenus numériquement par Wakashima et Saitoh, et, pour cela nous avons procédé à une modélisation pour les mêmes valeurs des nombres adimensionnels ( $Ra$ ,  $Pr$  et autres données) ; c'est à dire les mêmes conditions aux limites.

Et, cette comparaison a été effectuée pour des valeurs de Rayleigh égales à  $10^4$ ,  $10^5$  et  $10^6$ . Précisons que, pour ces valeurs, nous restons dans le régime laminaire.

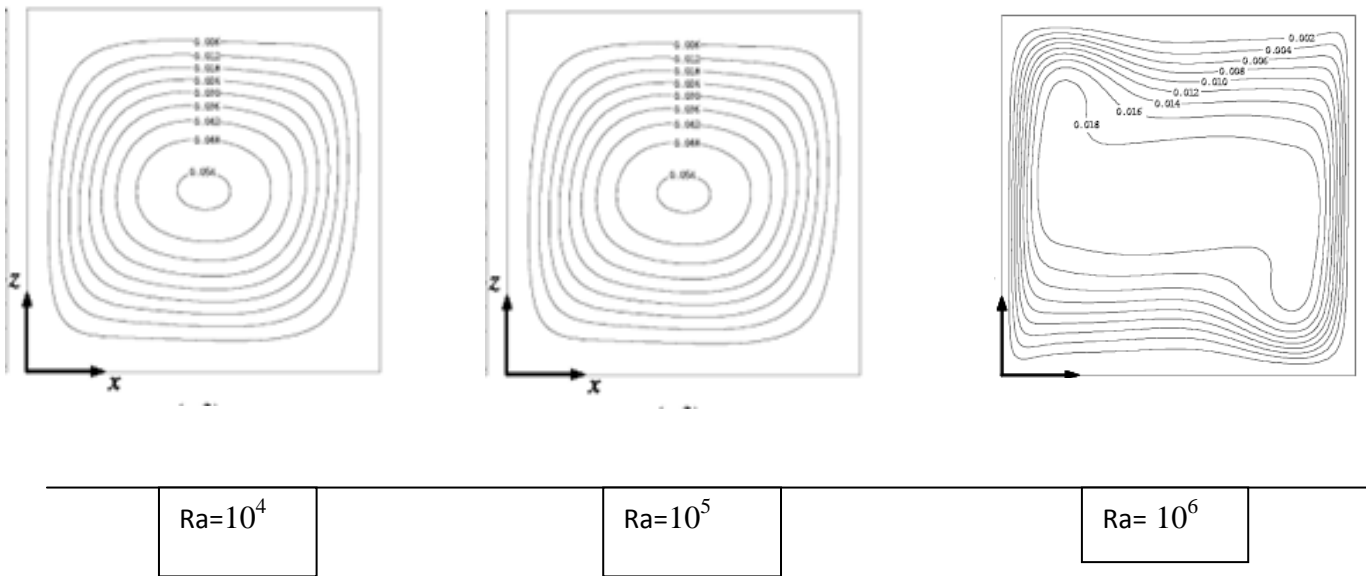


a : Contours de température obtenu par WAKASHIMA

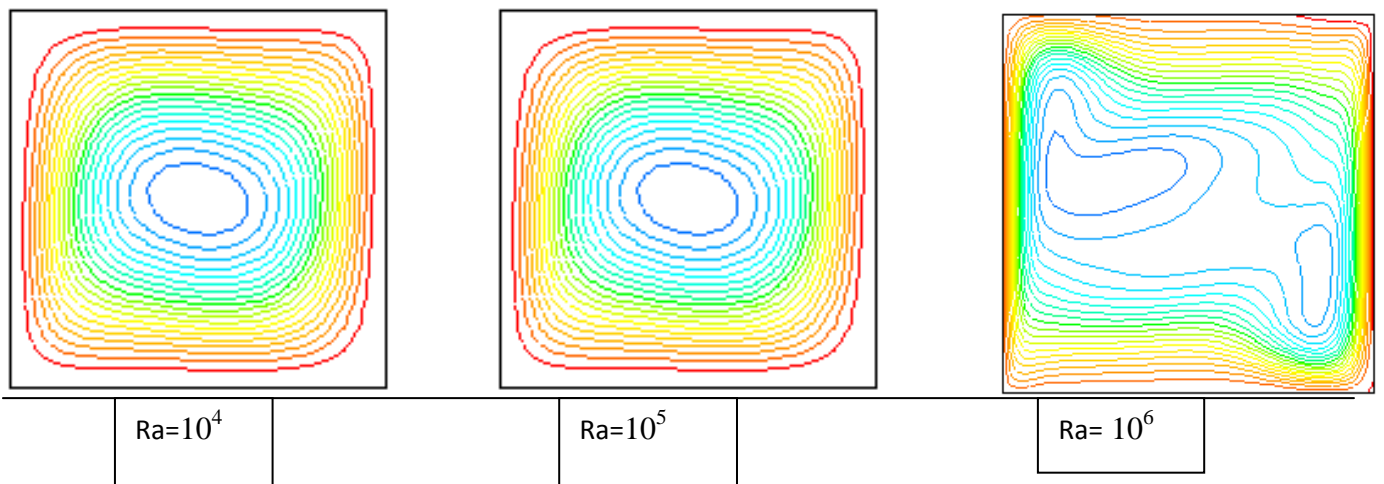


b : Contours de température obtenus dans notre étude

Figure IV.3.a. : Comparaison des contours des températures avec les résultats obtenus par WAKASHIMA [WAKASHIMA2004] à  $Ra = 10^4$ ,  $10^5$  et  $10^6$



c : Contours des lignes de courants obtenu par WAKASHIMA



d: Contours des lignes de courants obtenus dans notre étude.

Figure IV.3.b. : Comparaison des lignes des courants avec les résultats obtenus par WAKASHIMA [WAKASHIMA2004] à  $Ra = 10^4, 10^5$  et  $10^6$

**Analyse :**

Les résultats obtenus par le logiciel fluent et ceux obtenus par la modélisation numérique des équations gouvernantes par Wakashima et al, sont identiques (mêmes allures). Il existe cependant certaines différences qui sont dues à l'effet du maillage utilisé.

On remarque également que l'augmentation du nombre de Rayleigh s'accompagne d'un changement des contours de températures et des lignes de courants. Ce changement est visible sur les cartographies des figures IV.3.a. et IV.3.a, c'explique par l'élongation des chemins parcourus par les particules de l'air. En effet, aux valeurs élevées du nombre de Rayleigh, on constate « des aplatissements » pour les contours de température dus au fait que l'effet d'Archimède devient important. Autrement dit, les forces de flottabilité deviennent plus importantes que les forces d'inertie.

Pour  $Ra > 10^4$ , les lignes de courant changent de forme et deviennent plates et l'effet de la convection devient plus prononcé. Ce comportement continu jusqu'à  $Ra = 10^6$  avec l'apparition de plusieurs circulations secondaires qui se manifestent en rotation à l'intérieur de la circulation principale.

Lorsque le nombre de Ra augmente, deux petits tourbillons sont engendrés près des parois, ceci signifie qu'on commence à atteindre la valeur critique de la transition.

#### IV.1.4. L'influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt « moyen et local ».

Nous avons étudié l'influence de nombre de Rayleigh sur le comportement thermique aux parois (le nombre de Nusselt aux parois).

Le tableau IV.2 donne les valeurs du nombre de Rayleigh pour différentes dimensions L (rappelons que  $Ra \propto L^3$ ).

L[m]	Ra
0.01	$5.75 \times 10^2$
0.02	$4.6 \times 10^3$
0.03	$1.55 \times 10^4$
0.04	$3.68 \times 10^4$
0.05	$7.18 \times 10^4$
0.06	$1.24 \times 10^5$
0.07	$1.97 \times 10^5$
0.08	$2.94 \times 10^5$
0.09	$4.19 \times 10^5$
0.1	$5.75 \times 10^5$
0.2	$4.60 \times 10^6$
0.3	$1.55 \times 10^7$
0.4	$3.68 \times 10^7$

0.5	$7.18 \times 10^7$
0.6	$1.24 \times 10^8$
0.7	$1.97 \times 10^8$
0.8	$2.94 \times 10^8$
0.9	$4.19 \times 10^8$
1	$5.75 \times 10^8$

**Tableau IV.2** : Les valeurs du nombre de Rayleigh correspondants aux différentes valeurs de L.

La figure IV.4 représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh. Les valeurs du nombre de Nusselt moyen sont données directement à partir du logiciel fluent pour chaque valeur du nombre de Rayleigh. On constate que la variation n'est pas identique pour les deux murs chaud et froid (pas de symétrie).

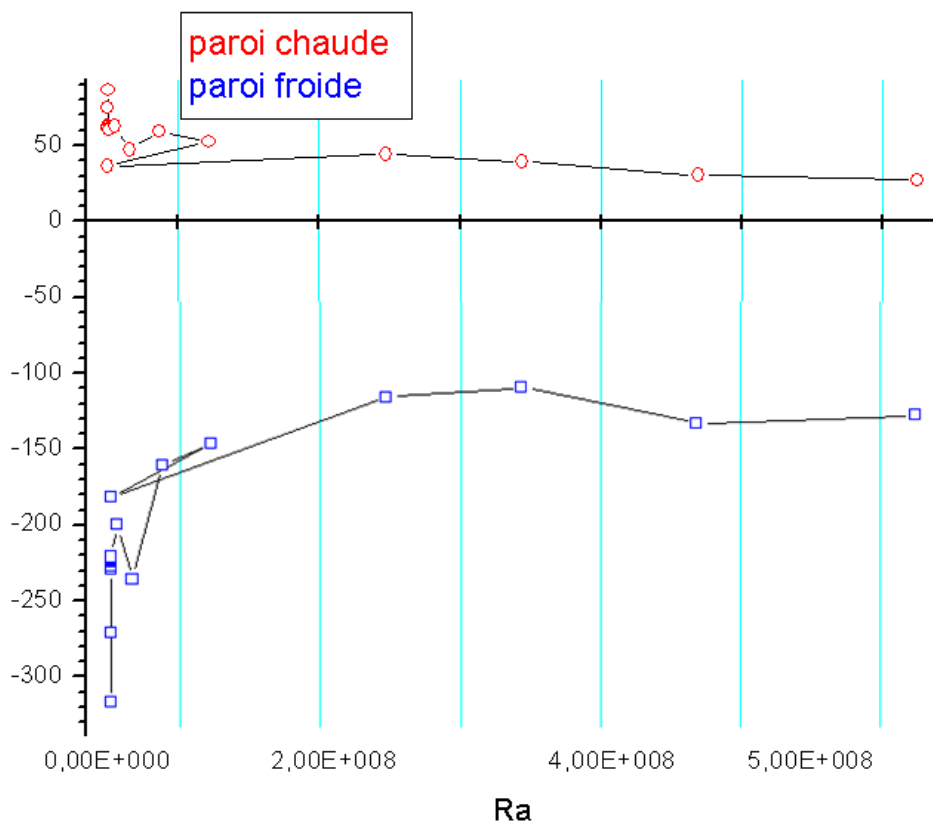


Figure IV.4 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh

En plus, les taux de variation du Nusselt moyen (voir figure IV.5) sont plus grands pour la paroi froide que pour la paroi chaude ; cette différence est liée à l'écart de température entre les deux parois et l'air qui circule dans la cavité (l'écart est plus élevé pour la paroi froide).

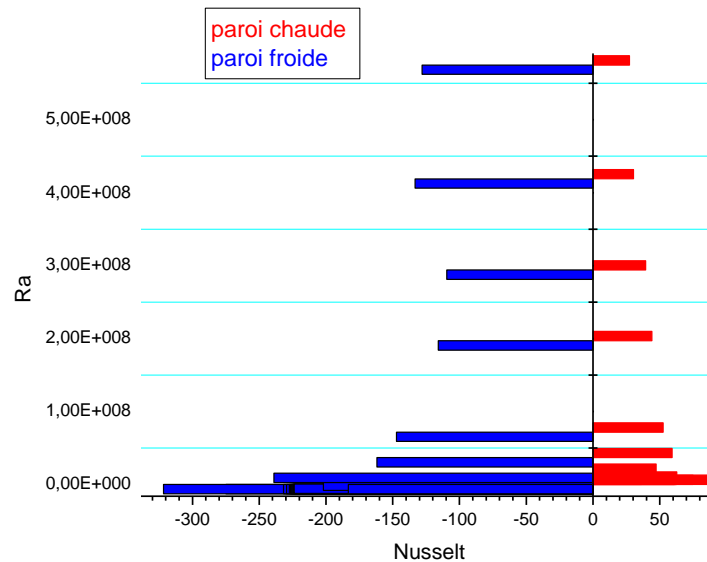


Figure IV.5 : Variation du Nusselt en fonction de Ra

Ce résultat se confirme lorsqu'on fait varier l'écart de température entre l'air de circulation et la température des parois (figure IV.6). Nous avons pris, pour ces calculs, une valeur du nombre de Ra correspondant à 0.01 m et la température de :

- La paroi froide 290 K et celle de la paroi chaude 295K
- La paroi froide 292 K et celle de la paroi chaude à 297 K.
- La paroi froide 292.5 K et celle de la paroi chaude à 297.5 K (presque égale à la température de l'air ambiant de l'enceinte).

- paroi froide écart de température égale 3°C
- paroi froide écart de température égale 1°C
- paroi froide écart de température égale 0.5°C
- paroi chaude écart de température égale 3°C
- paroi chaude écart de température égale 1°C
- paroi chaude écart de température égale 0.5°C

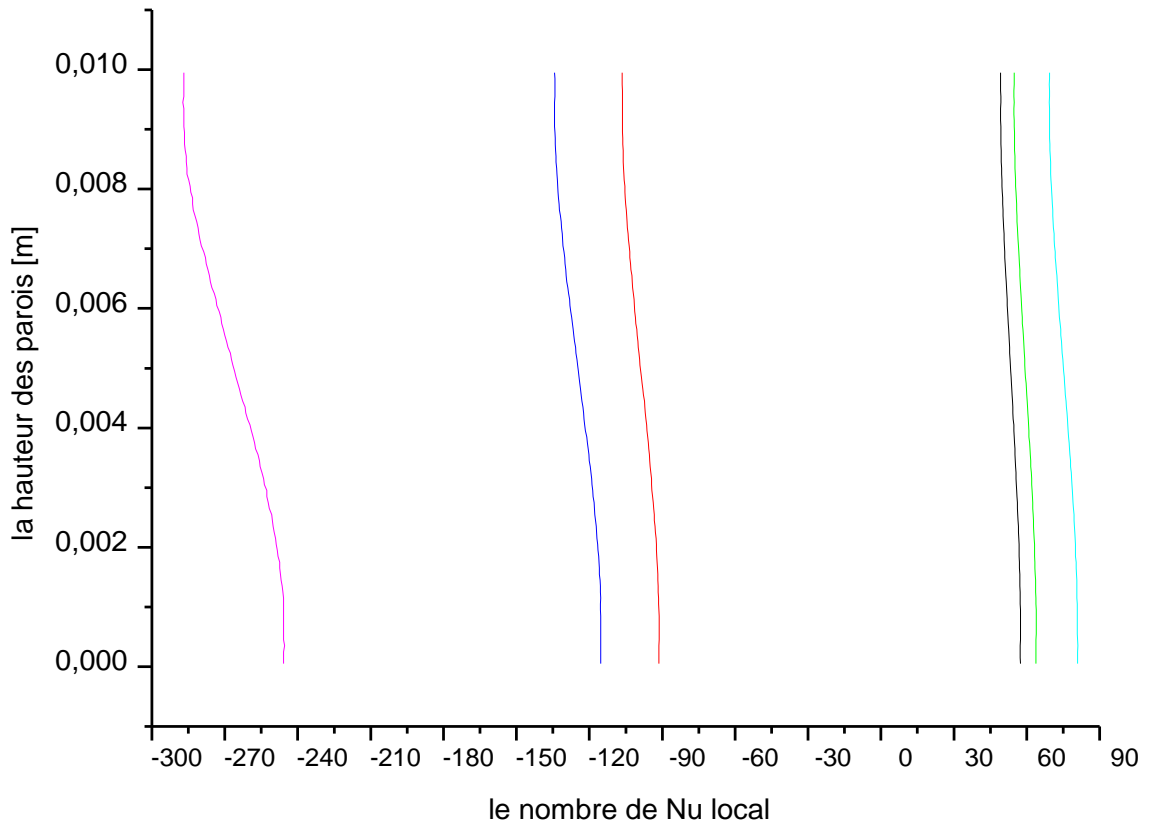


Figure IV.6 : Variation du nombre de Nu en fonction de la hauteur des parois (Froide et chaude)

**IV.1.5. Conclusion :**

L'interprétation de ce résultat (la non proportionnalité) se trouve dans la définition même du phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle. En effet, le nombre de Nusselt donne directement le coefficient de transfert de chaleur par convection ; donc, quand la convection est intense ( $L$  est petit), ce coefficient est également élevé (grand). Par contre, lorsqu'on augmente  $Ra$  ( $L$  grand) le transfert de chaleur par convection diminue.

En plus, la différence entre la température de l'air et celles de chacune des parois influe sur les valeurs du nombre de Nusselt moyen puisqu'elles sont directement proportionnelles à ce dernier, à travers le nombre de Rayleigh.

#### IV.2. Le deuxième cas : *Etude de transfert de chaleur dans une enceinte carré munie d'une source de chaleur de longueur variable.*

Dans cette partie, nous avons effectué une étude comparative de nos résultats numériques obtenus à l'aide du code de champs « fluent » avec les résultats des travaux expérimentaux obtenus par des techniques de visualisation avancées, réalisées par B. CALGANI [CALGANI2005]. Ce dernier a étudié l'influence de la variation de la longueur de la source chaude et du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt dans une cellule d'étude constituée d'une cavité chauffée par une source de chaleur placée au niveau du sol (le côté bas) et ayant une longueur variable.

##### IV.2.1. Description du cas traité.

Pour ce cas, nous avons une enceinte carrée, de côté  $L = 5 \text{ cm}$ , chauffée par une source de chaleur ayant une longueur variable notée  $\varepsilon$  allant de  $1/5L$  jusqu'à  $4/5L$ . Cette source est placée au niveau du sol (le côté bas de l'enceinte, voir figure IV.9). Les parois verticales ont une température égale à  $290 \text{ K}$ . Cette température est inférieure à celle de la source de la chaleur et, pour les différentes longueurs de la source, l'écart varie de  $5 \text{ °C}$  jusqu'à  $30 \text{ °C}$ . L'air qui circule à l'intérieur de l'enceinte a une température de  $293 \text{ K}$ . Toutes les autres parois sont adiabatiques.

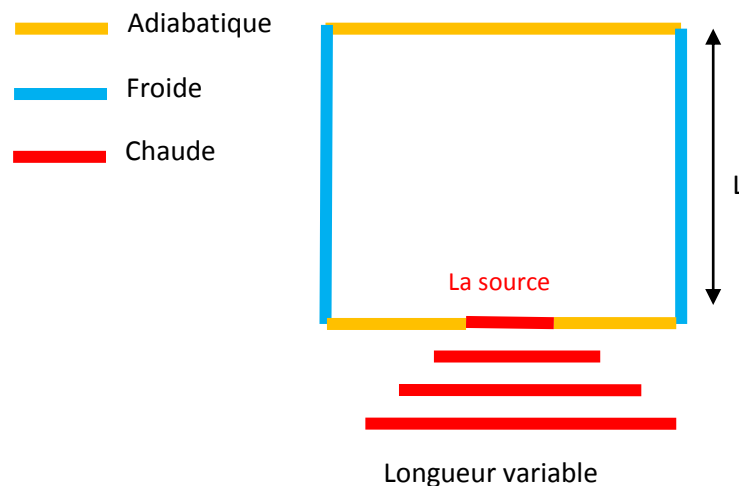
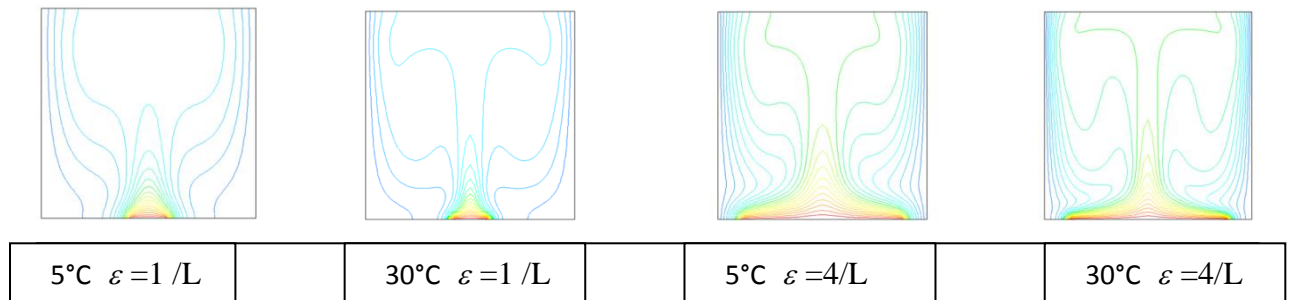


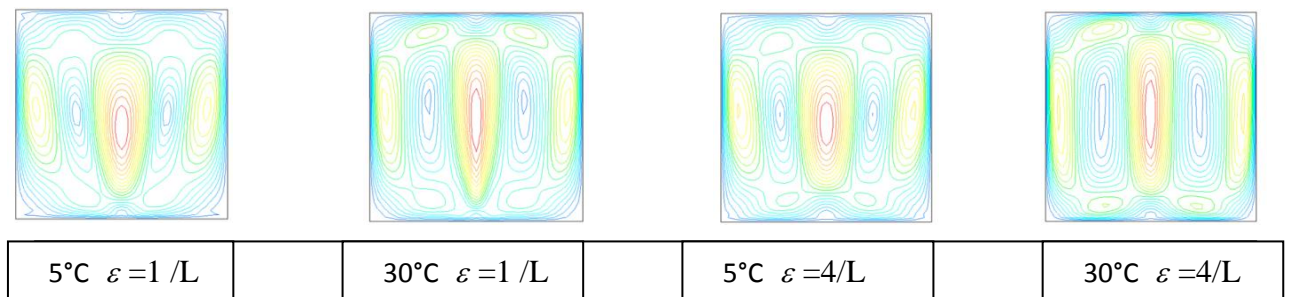
Figure IV.9 : La configuration du deuxième cas.

IV.2.2. Quelques illustrations cartographiques pour notre validation.

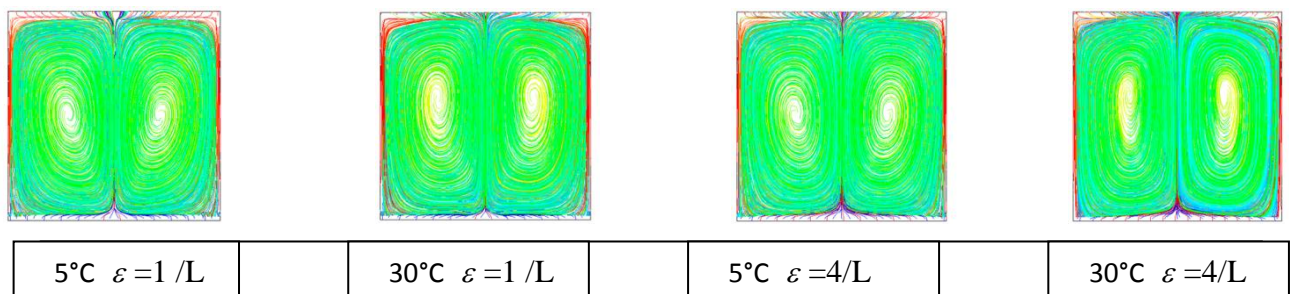
L'utilisation du code de champs « fluent » nous a permis de calculer et de visualiser les distributions de températures et de vitesses pour différentes longueurs de la source de chaleur et pour deux écarts de températures source - parois. Les résultats sont rassemblés sur la figure IV.10.



Contours de températures pour une différence de température égale à 5 °C et 30 °C,  
pour  $\varepsilon = 1 / L$  et  $\varepsilon = 4 / L$



Contours de vitesses pour une différence de température égale à 5 °C et 30°C pour  
 $\varepsilon = 1 / L$  et  $\varepsilon = 4 / L$



Contours de trajectoires pour une différence de température égale à 5 °C et 30 °C,  
pour  $\varepsilon = 1 / L$  et  $\varepsilon = 4 / L$

Figure IV.10 : Les résultats numériques obtenus à l'aide de Fluent (notre étude).

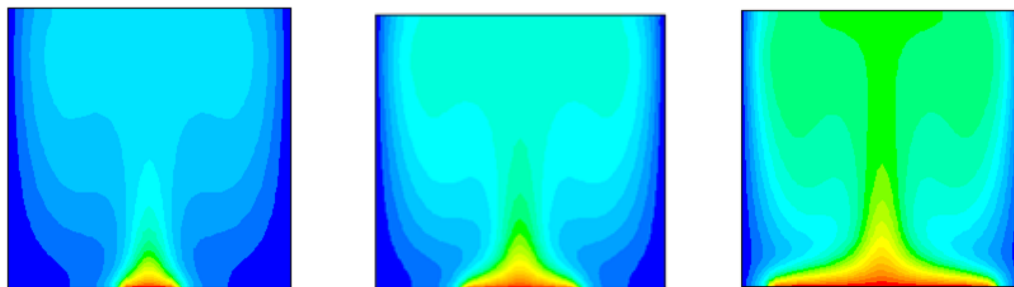
Sur la figure IV.10, on remarque que l'écoulement dans l'enceinte est homogène sur les deux cotés parce que les conditions géométriques et thermiques sont symétriques.

#### IV.2.3. Comparaison avec les résultats de B. CALCAGNI.

Afin de valider les résultats numériques obtenus, nous les avons comparé aux résultats expérimentaux obtenus par B. CALCAGNI [CALGANI2005].



a. Les contours de température après un temps suffisant pour avoir un régime stationnaire, pour des longueurs de la source égales à  $1/5L$ ,  $2/5L$  et  $4/5L$  successivement. Travaux expérimentaux de CALCAGNI.



b. Les contours de température obtenus avec le code de champ Fluent, pour des longueurs de la source égales à  $1/5L$ ,  $2/5L$  et  $4/5L$  successivement (notre étude).

Figure IV.11 : Comparaison entre les résultats obtenus avec Fluent (notre étude) et ceux de B. CALCAGNI [CALGANI2005].

La figure IV.11 montre qu'il y a un bon accord entre nos résultats et les résultats expérimentaux obtenus par B.CALCAGNI. Ceci signifie que la modélisation CFD permet d'obtenir une solution virtuelle presque identique à la réalité.

Sur la Figure IV.12 on peut voir que , l'air chauffé par le bas monte jusqu'au centre de la paroi adiabatique horizontale, où le flux se divise en deux flux partiels. Le premier s'écoule vers la droite et le deuxième vers la gauche. Chaque flux tombe sur une paroi froide (voir figure IV.9) puis revient vers la source chaude pour fermer le cercle convectif .

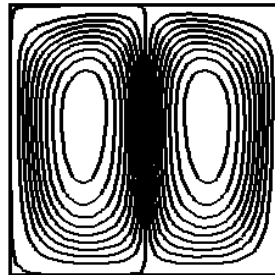


Figure IV.12 : Les contours de lignes de courants pour une longueur de  $2/5L$  et un écart de température de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $Ra = 10^4$ ).

#### IV.2.4. Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt.

En plus des travaux expérimentaux, B.CALCAGNI a effectué une modélisation expérimentale au cours de laquelle une étude de la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh a été réalisée. Les résultats sont montrés sur la figure IV.13 pour deux longueurs de la source de chaleur égales à  $2/5L$  et  $4/5L$  respectivement et pour plusieurs valeurs du nombre de Rayleigh.

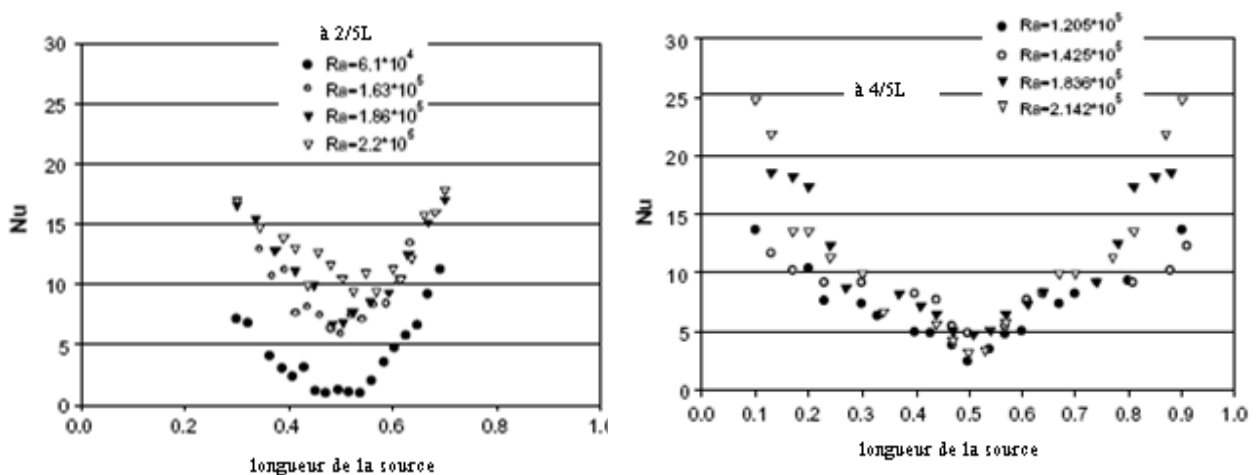


Figure IV.13 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh à  $\varepsilon = 2/5L$  et  $4/5L$  respectivement, d'après B. CALCAGNI. [CALGANI2005]

On remarque que les courbes suivent la forme de la lettre V et que cette forme s'élargit lorsque la longueur de la source chaude augmente.

On peut voir également que le nombre de Nusselt est minimal au centre de la source chaude et maximal près des parois froides.

Nous avons obtenu le même résultat par l'utilisation du code de champ fluent. Le résultat est montré sur la figure IV.14.

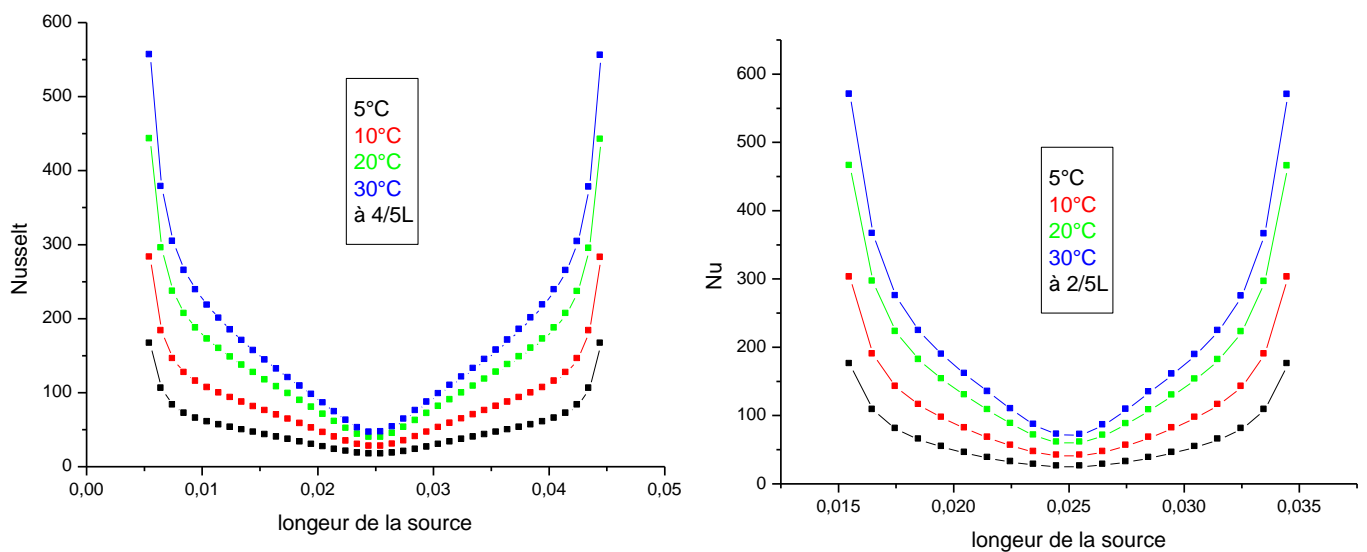


Figure IV.14: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh à  $\varepsilon = 2/5L$  et  $4/5L$  respectivement (notre étude).

B.CALCAGNI a étudié également l'influence de la longueur de la source sur le nombre de Nusselt et a trouvé que les deux paramètres sont proportionnels (voir figure IV.15). Le même constat a été retrouvé à l'aide de la modélisation par fluent (notre étude) comme on peut le voir sur la figure IV.16.

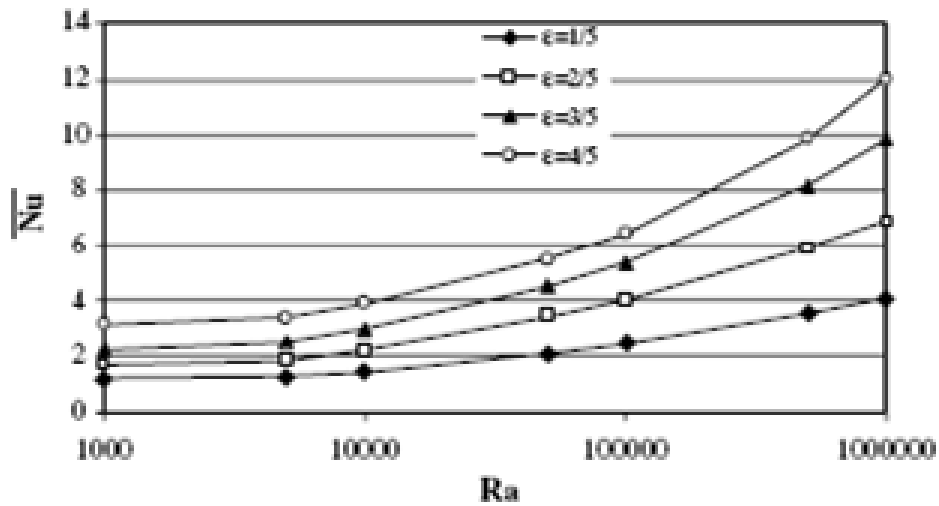


Figure IV.15 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la longueur de la source de chaleur  $\varepsilon$  à des valeurs constantes du nombre de Rayleigh. Travaux de B.CALCAGNI. [CALGANI2005]

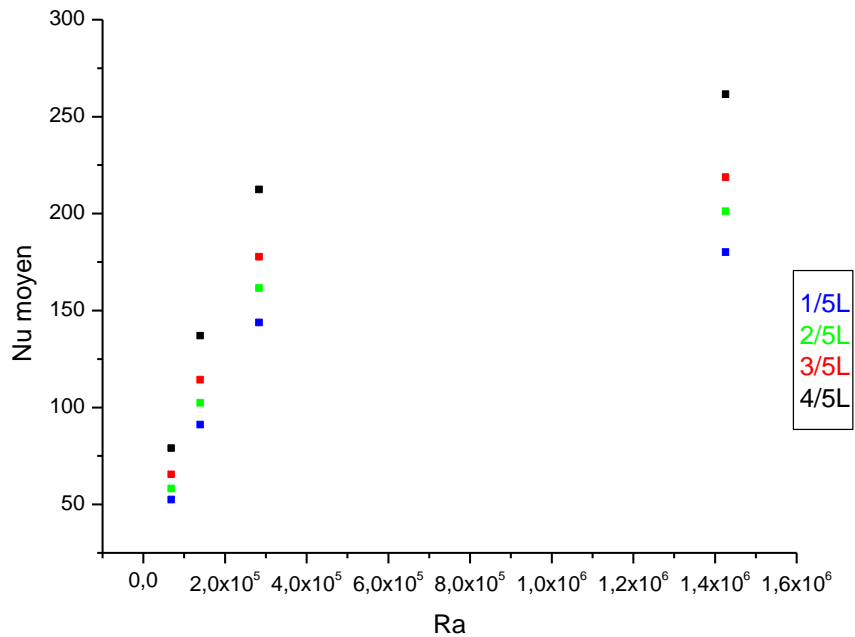


Figure IV.16 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de la longueur de la source de chaleur  $\varepsilon$  à des valeurs constantes du nombre de Rayleigh. (Notre étude).

**IV.2.5. Conclusion :**

La longueur de la source chaude a une influence directe sur le comportement thermique. L'écart de température influe sur le facteur moteur dans le nombre de Rayleigh qui sert à engendrer l'effet convectif intense, aux grandes valeurs du nombre de Ra.

### IV.3. Le troisième cas : étude du comportement thermique et dynamique d'un local équipé d'une bouche de soufflage et d'une bouche de reprise

Dans les deux cas précédents, la configuration était une cavité fermée et l'objectif se résumait à une simple validation de la modélisation à travers une comparaison avec d'autres travaux aussi bien expérimentaux que numériques. Par contre, pour ce troisième cas, nous nous intéressons à l'étude dynamique et thermique d'une enceinte (un local), de dimensions réelles, équipée d'une bouche de soufflage et une autre pour la reprise d'air. Le but final est de déterminer l'influence de la position des bouches et autres paramètres physiques sur le comportement de l'air qui circule à l'intérieur du local et l'impact de ce dernier sur le confort.

#### IV.3.1. La description de cas traité.

Les caractéristiques géométriques et thermiques du local sont les suivantes :

- Un local de forme rectangulaire de dimensions de  $4 \times 2.7$  (m×m).
- L'air pénètre dans le local par une ouverture (bouche de soufflage) à des valeurs différentes (qu'on peut fixer) de vitesse et de température (pour la convection mixte).

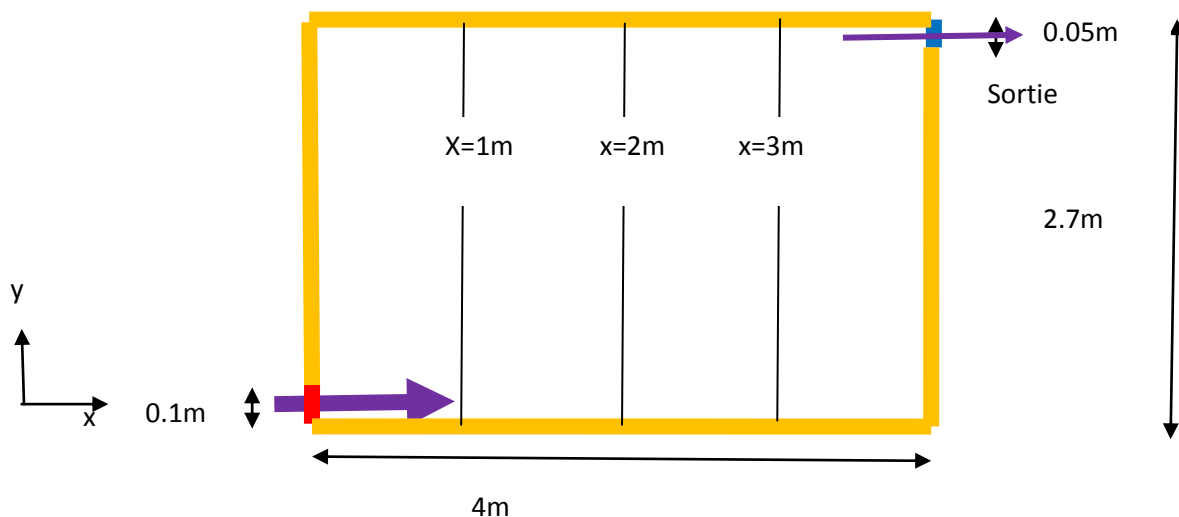


Figure IV.20 : La configuration du cas traité.

Notre objectif dans ce travail est d'étudier l'influence de :

- la vitesse sur le comportement dynamique du local.
- la température d'entrée sur le comportement thermique du local.
- la hauteur de la position de la bouche de soufflage sur les deux types de comportements.

Pour cela, nous allons suivre les étapes suivantes pour réaliser nos objectifs :

❖ La première Étape :

Dans un premier temps, nous allons supposer que les parois sont adiabatiques et que la hauteur de la bouche est nulle (adjacente au sol).

Et nous allons essayer de déterminer le comportement dynamique (distribution de vitesse à l'intérieur du local) en fonction de la vitesse de soufflage à l'entrée.

❖ La deuxième Étape :

Nous supposons que les parois sont isothermes et que la vitesse de soufflage est constante, et nous varierons la différence de température entre l'entrée de l'air et celle des parois (variation du nombre de Gr).

❖ La troisième Étape :

On suppose que le nombre de Grashoff est constant ainsi que vitesse de soufflage et on fait varier la hauteur de la bouche de soufflage.

IV.3.2. L'étude de l'influence de la variation de la vitesse de soufflage.

L'air pénètre dans le local à différentes vitesses (allant de 0.2m/s à 2m/s). L'allure de la variation de la vitesse dans le local dans le sens de la hauteur (distribution bidimensionnelle) est illustrée sur les figures IV.21, IV.22 et IV.23 correspondants aux différents plans (voir figure IV.20).

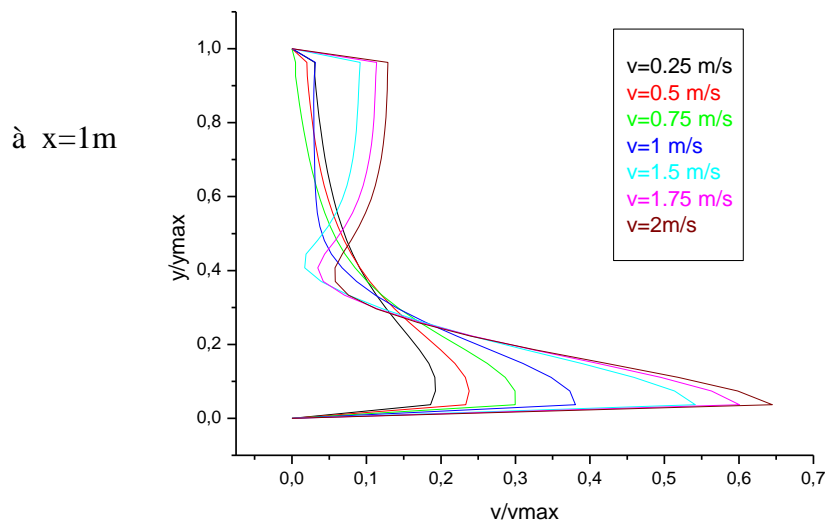


Figure IV.21 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à x = 1 m.

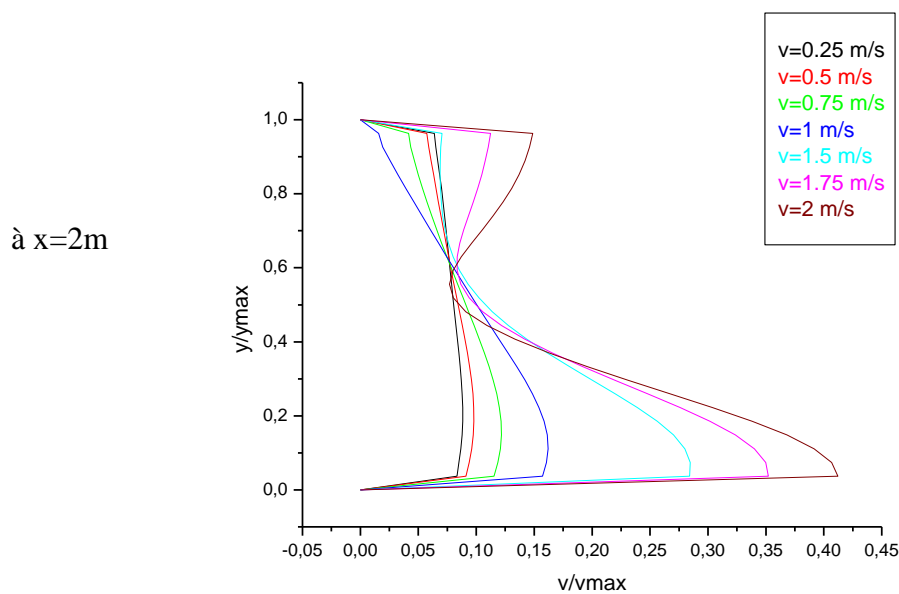


Figure IV.22 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à x = 2 m.

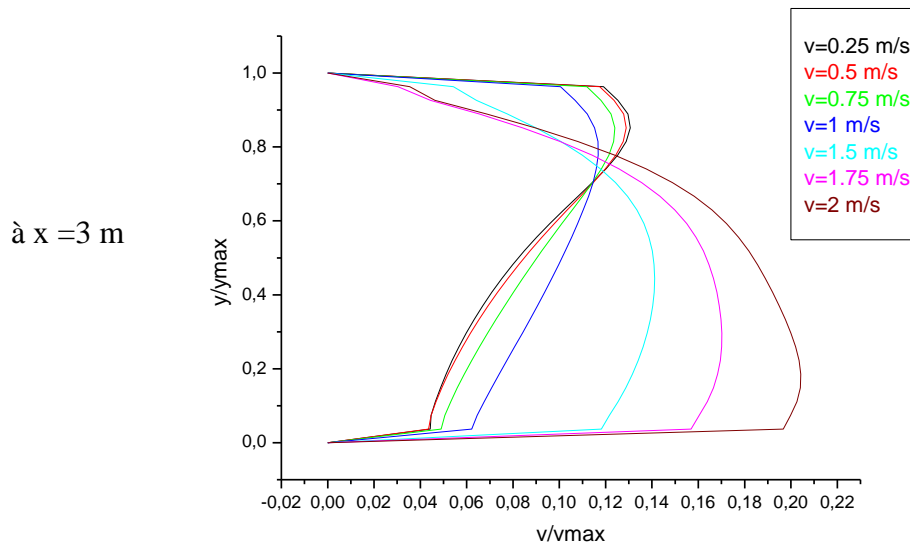


Figure IV.23 : La variation de la vitesse en fonction de la hauteur à  $x = 3$  m.

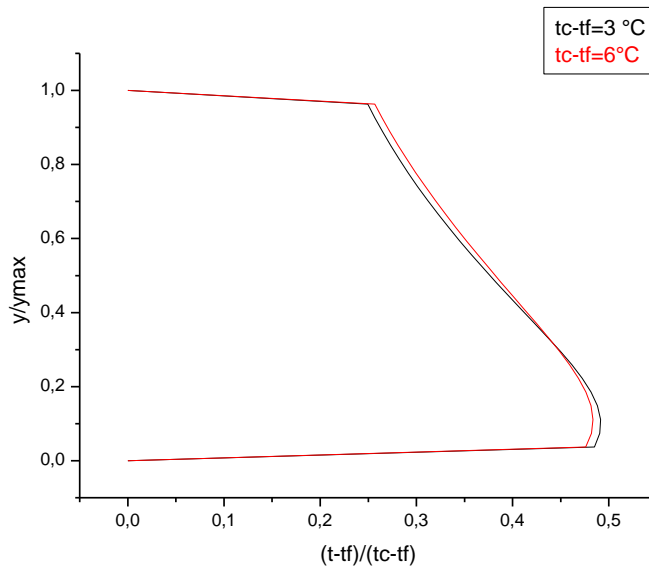
On remarque que la vitesse d'écoulement de l'air, à l'intérieur du local, près de la bouche de soufflage est élevée et elle diminue au fur et à mesure lorsqu'on passe du plan  $x = 1$  m au plan  $x = 3$  m, c'est à dire lorsqu'on s'éloigne de la bouche de soufflage.

La diminution est visible également dans le sens de la hauteur du local. Et, on peut voir que pour la vitesse de soufflage la plus élevée (2 m/s), le rapport chute, à partir de la mi-hauteur du local de plus de la moitié, ce qui signifie que le désagrément qui peut être causé aux occupants est important au niveau de la bouche de soufflage uniquement.

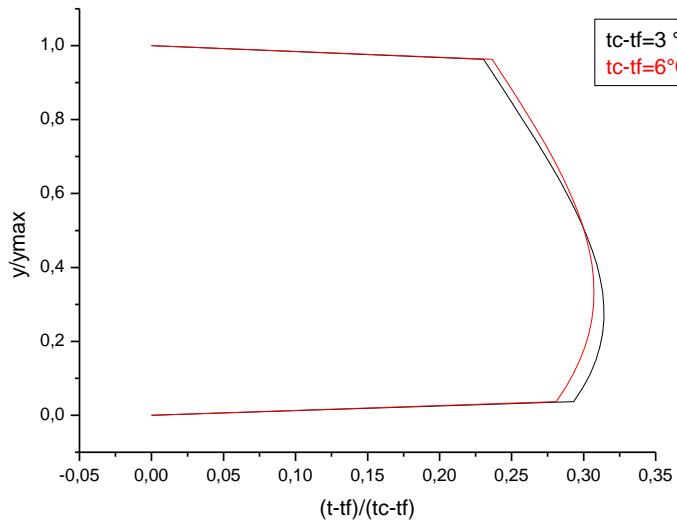
### IV.3.3. Etude de l'influence de la variation de température.

Dans la deuxième étape, nous allons étudier l'influence de l'écart de température entre la température de l'air de soufflage  $t_f$  et la température aux parois du local  $t_c$ . Dans les plans  $x = 1$  m ; 2 m et 3 m. Les résultats, donnant la distribution de la température au niveau des trois plans choisis, sont représentés sur la figure IV.24.

à x=1m



à x=2m



à x=3m

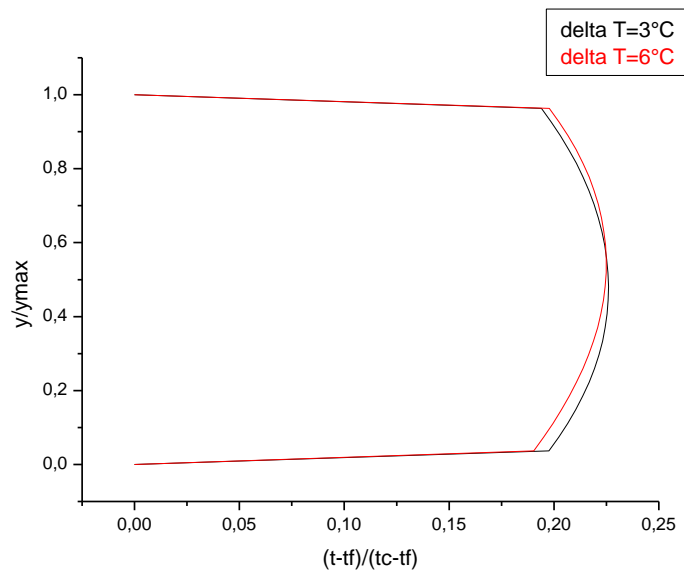


Figure IV.24 : Distribution adimensionnelle de la température dans le local pour deux valeurs de l'écart de température entre l'air soufflé et les parois.

On remarque que la température dans chaque plan ne varie que légèrement (dans le sens de la hauteur) en fonction de l'écart de température « air soufflé – parois ». Cependant, la distance de chaque plan par rapport à la bouche de soufflage influe d'une façon très claire sur la distribution de température.

Et plus, comme le montre la figure IV.25, lorsqu'on s'éloigne de la bouche, allant du plan situé à 1m au plan situé à 3m, la variation adimensionnelle de la température dans le sens vertical diminue avec la hauteur.

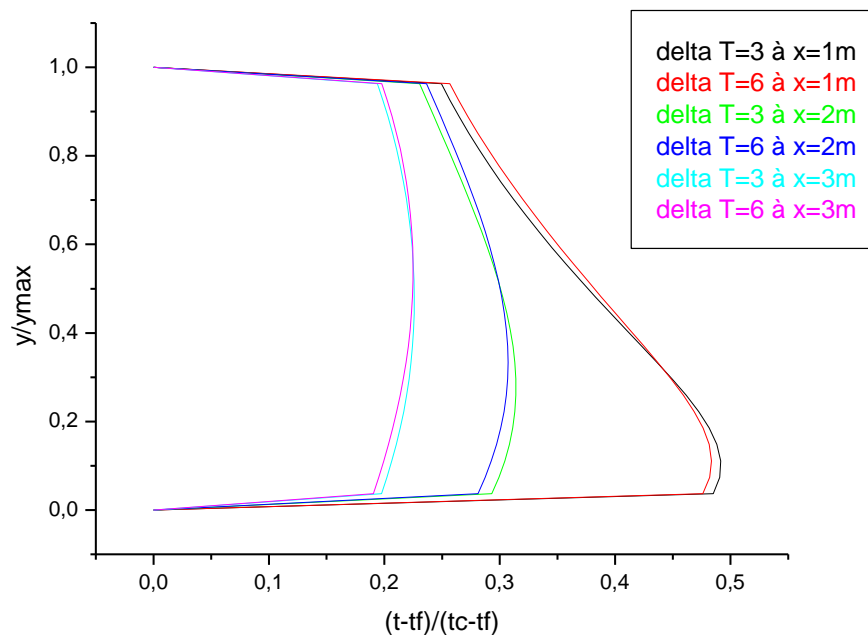


Figure IV.25 : Variation de la température en fonction de la hauteur dans les trois plans mentionnés

#### IV.3.4. L'étude de l'influence de la variation de la hauteur de la bouche de soufflage.

Dans cette partie, nous avons essayé de déterminer l'influence de la position de la bouche de soufflage sur la distribution de la vitesse dans le local (voir figue IV.26).

On remarque que la position de la bouche de soufflage au même niveau (la bouche à 1/1 de la hauteur de local) que la bouche de repris est une mauvaise disposition en termes de confort, car l'air dans le local s'écoule dans le sens direct entre les deux bouches, donc la distribution homogène des propriétés de l'air évacué n'est pas une

hypothèse acceptable dans ce cas. Par conséquent, la zone morte (zones d'inconfort) dans cette situation est large et occupe presque toute la partie au dessous des bouches.

Par contre, si la bouche de soufflage est placée au niveau du sol (diamétralement opposée à la bouche de reprise d'air), la distribution de l'air dans le local est correcte aussi bien pour la vitesse que pour la température. Et, par conséquent, les zones d'inconfort sont réduites ; elles sont limitées et situées dans le coin haut gauche et bas droit.

Pour les trois autres positions les mêmes commentaires sont valables.

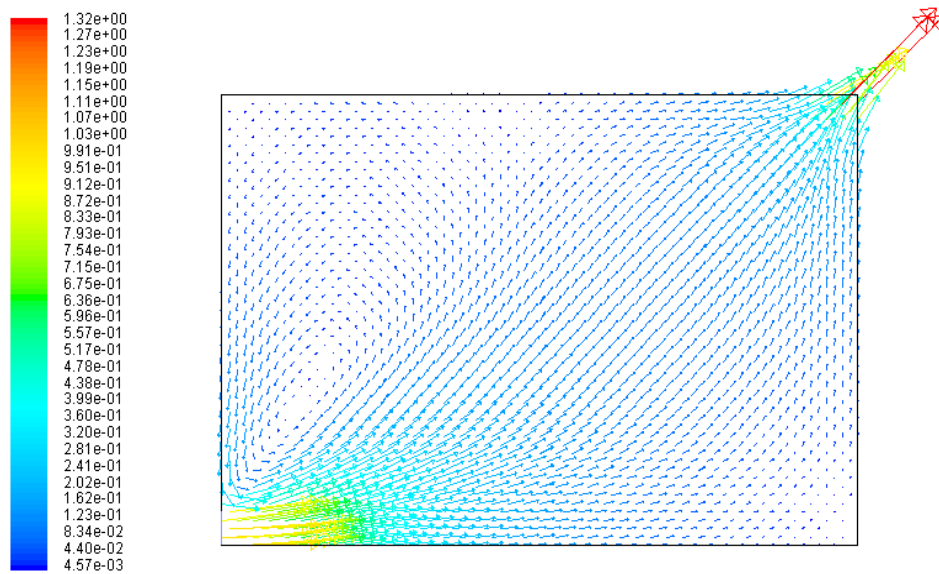


Figure IV.26.a. : Les contours des vecteurs de vitesse pour lorsque la bouche est placée au voisinage de sol

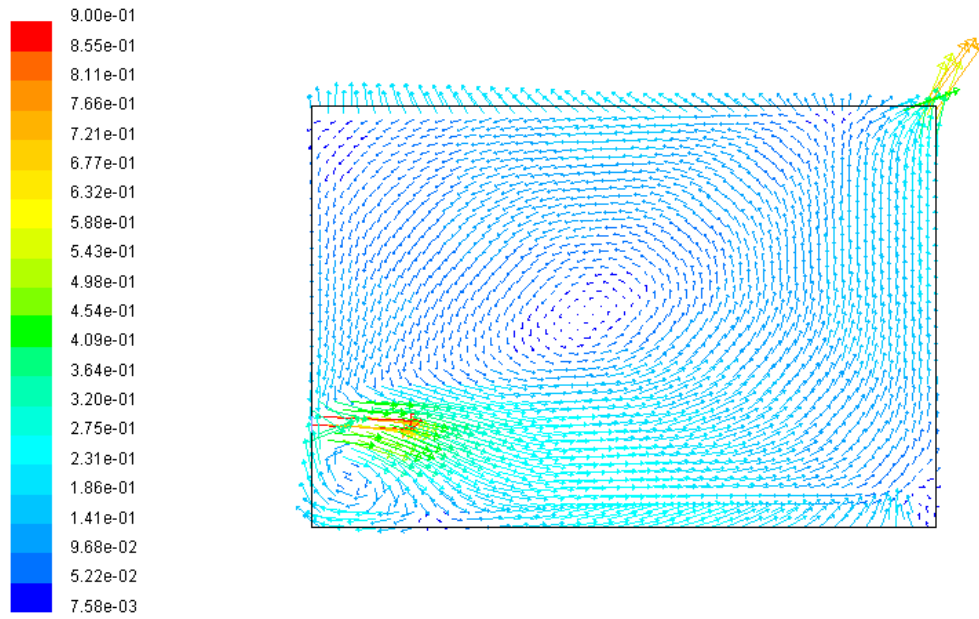


Figure IV.26.b : Les contours des vecteurs de vitesse lorsque la bouche est placée au 1/4 de la hauteur de local

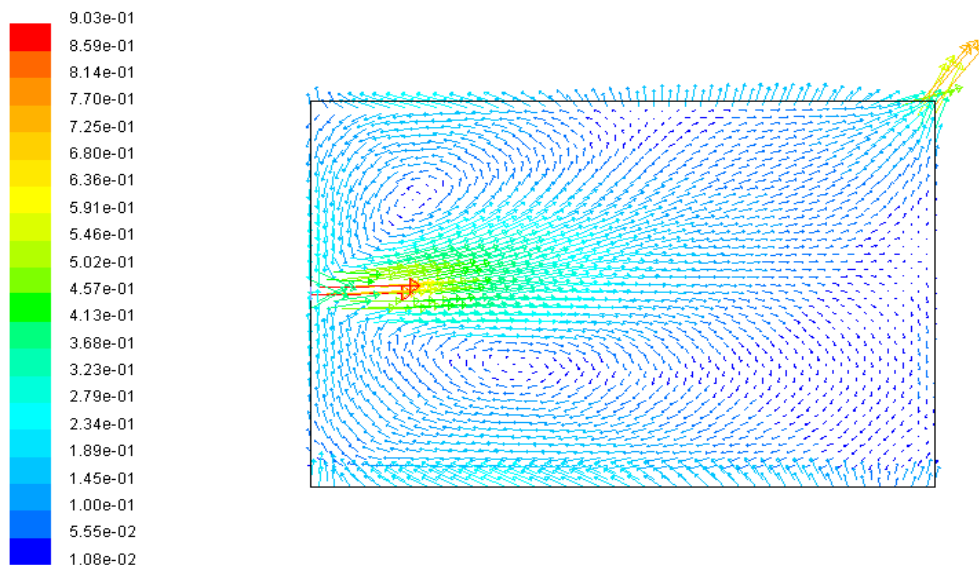


Figure IV.26.c : Les contours des vecteurs de vitesse lorsque la bouche est placée au 1/2 de la hauteur de local

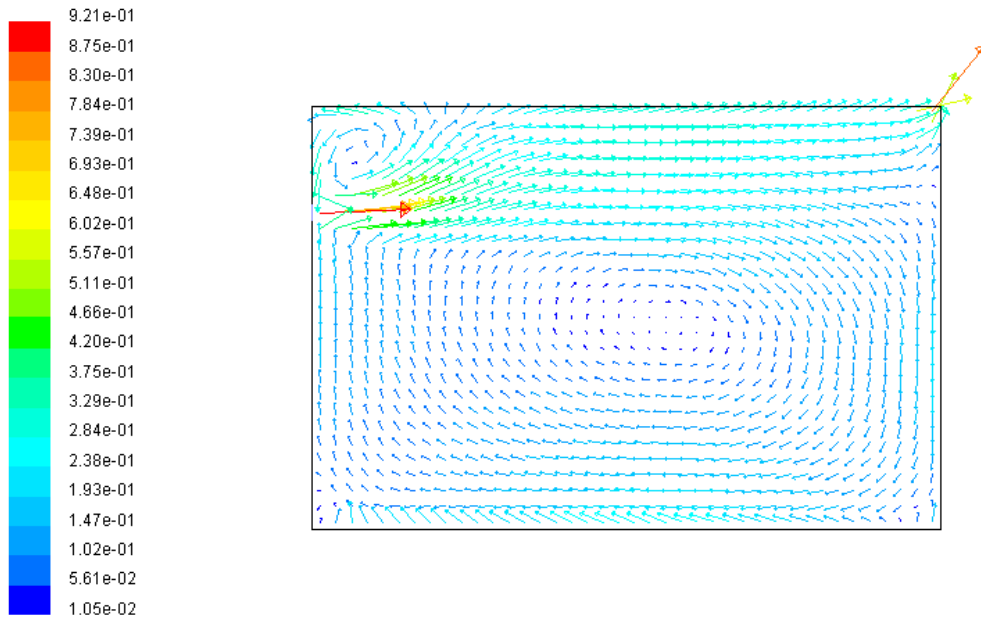


Figure IV.26.d. : Les contours des vecteurs de vitesse lorsque la bouche est placée au 3/4 de la hauteur de local

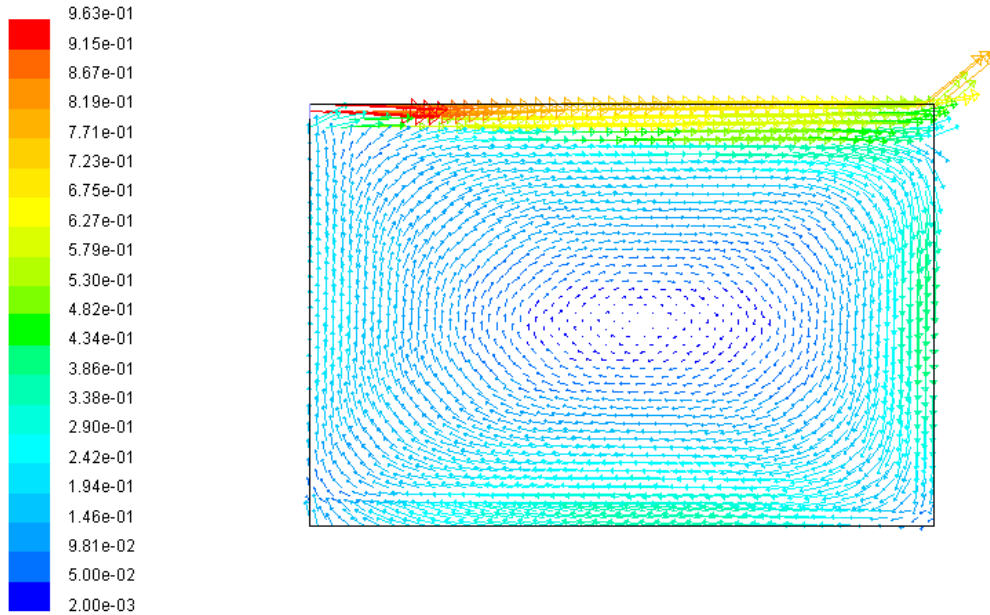


Figure IV.26.e. : Les contours des vecteurs de vitesse lorsque la bouche est placée à un niveau égale à la hauteur de local

**Commentaires**

- 1- Lorsque la vitesse varie et les deux autres paramètres (écart de température et hauteur de la bouche) restent constants, nous remarquons pour les plans  $x=1$  et  $x=2$ , que pour toutes les vitesses de soufflage, la vitesse de l'air dans la partie basse de la cavité est inversement proportionnel à la hauteur, jusqu'au milieu du local ( $1/2H$ ); les courbes changent de direction et prennent le sens de proportionnalité avec la hauteur (seulement pour les petites vitesses ( $< 0.75$  m/s). Par contre à  $x=3$ ; il y a une proportionnalité même pour les faibles vitesses jusqu'au milieu (à mi-hauteur), où les courbes commencent à changer de direction. Pour des vitesses de soufflage élevées, la proportionnalité est vérifiée tout au long de la hauteur, Figures IV.21, Figures IV.22 et Figures IV.23.
- 2- Lorsque la vitesse est constante et la hauteur de bouche de soufflage fixée, et quand la température de soufflage augmente la température de référence ne varie pas d'une façon importante, dans tous les plans de contrôle de  $x$ ; mais la température est atténuée dans le sens des  $X$  (gradient de température petit), parce que la température près de la bouche est plus élevée et diminue lorsqu'on s'éloigne de cette dernière, Figure IV.25.
- 3- Lorsque la vitesse et la température du soufflage sont constantes, la vitesse est élevée dans la zone de soufflage ( $x = 1$ ), pour toutes les hauteurs de la bouche de soufflage. Et, on a remarqué que la valeur maximale de vitesse est atteinte pour la hauteur maximale; c'est-à-dire lorsque la bouche de reprise et celle de soufflage sont situées au même niveau, Figures IV.26.

**IV.3.5. Conclusion :**

- Le comportement dynamique dépend de la valeur de la vitesse de soufflage et de la position de la bouche de soufflage.
- Le comportement thermique est aussi lié à la température de soufflage, mais ici le gradient de température dans le sens vertical est élevé près de la bouche (variation de température rapide) et faible dans les zones éloignées.

#### IV.4. Le quatrième cas : Rôle de nombre d'Archimède.

Dans ce cas, nous allons étudier l'impact de l'emplacement de la bouche de reprise d'air sur les conditions confort.

Nous allons discuter également et essayer de déterminer le rôle du nombre d'Archimède qui caractérise la nature de la convection .

##### IV.4.1. Description de cas traité.

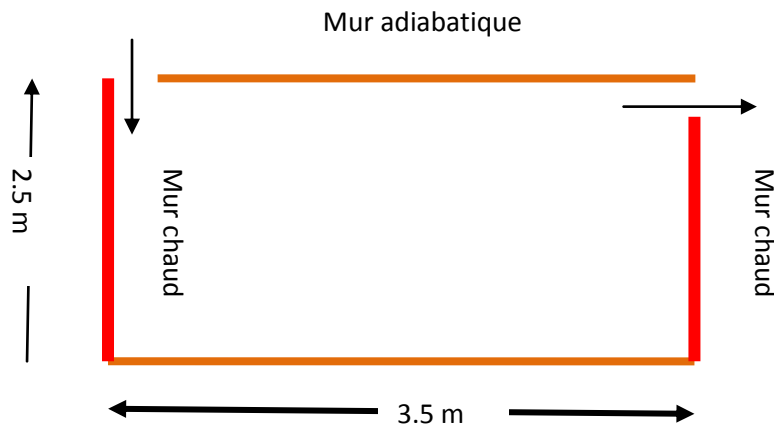


Figure IV.27 : Description géométrique du cas étudié.

C'est une cavité rectangulaire ventilée par deux bouches, l'une pour le soufflage et l'autre pour la reprise d'air. Ce cas a été étudié numériquement par Xue et Shu [XUE1999] en utilisant un modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  à deux dimensions.

L'air dans l'enceinte est initialement à 293 K et puis on le porte à une température de 300 K. La température des murs est à 30 °C. La vitesse de soufflage varie de 0.2 m/s à 0.8 m/s. L'écart de température entre l'air soufflé et la température des parois varie de 1 °C à 15 °C.

Les objectifs à atteindre, dans cette partie, sont

- l'étude de la variation de la hauteur de la bouche de reprise, lorsque la vitesse de soufflage est égale à 0.8 m/s et 0.2 m/s et à une température de 290 K.
- l'influence du nombre d'Archimède sur le nombre de Nusselt lorsqu'on fait varier les propriétés dynamiques et thermiques de l'air à l'entrée du local (vitesse et température).

IV.4.2. l'impact de la variation de la hauteur de la bouche de soufflage

Les figures IV.27, IV.28 et IV.29 montrent les profils de température et de la vitesse lorsqu'on change la position de la bouche de reprise d'air.

Pour une position en haut de mur

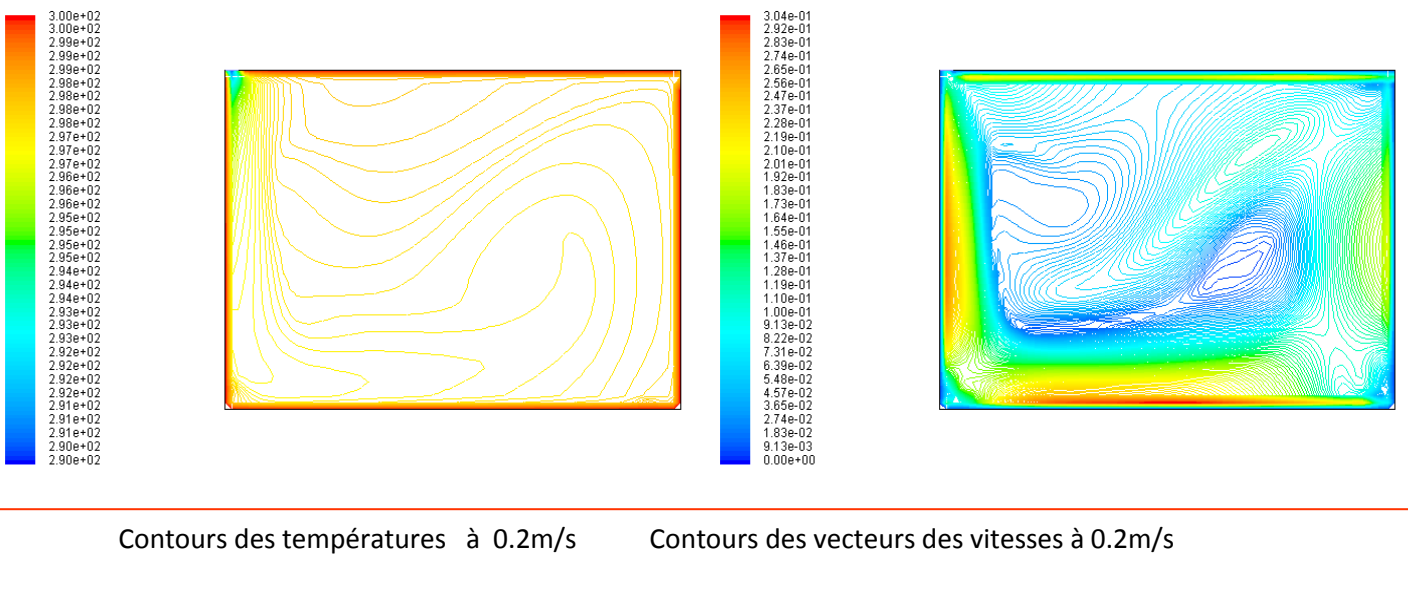
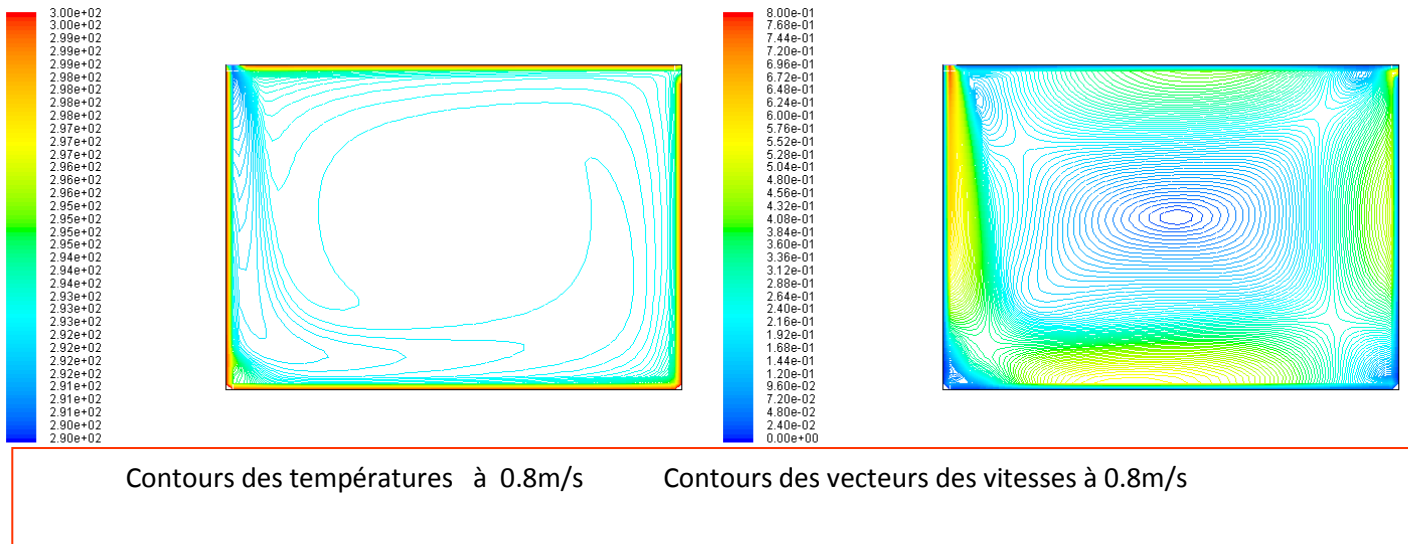
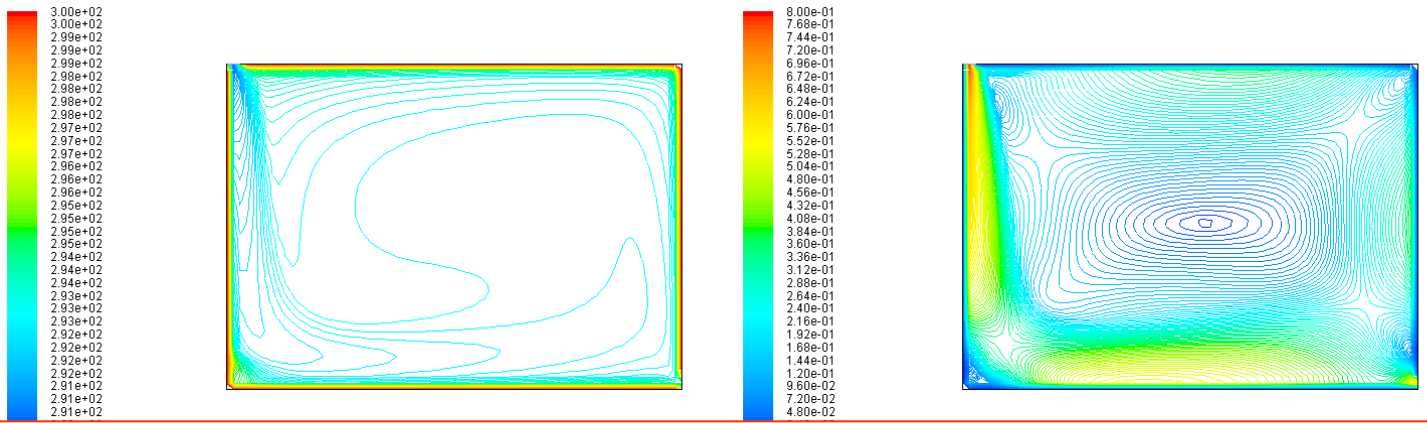


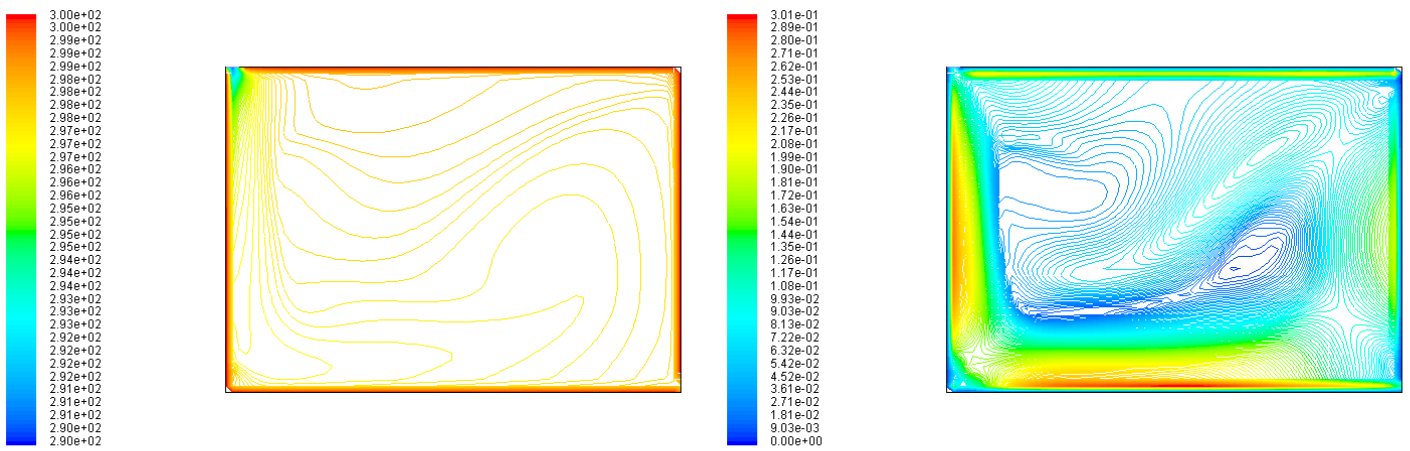
Figure IV.27 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée en haut de mur.

Pour une position en bas de mur



Contours des températures à 0.8m/s

Contours des vecteurs des vitesses à 0.8m/s

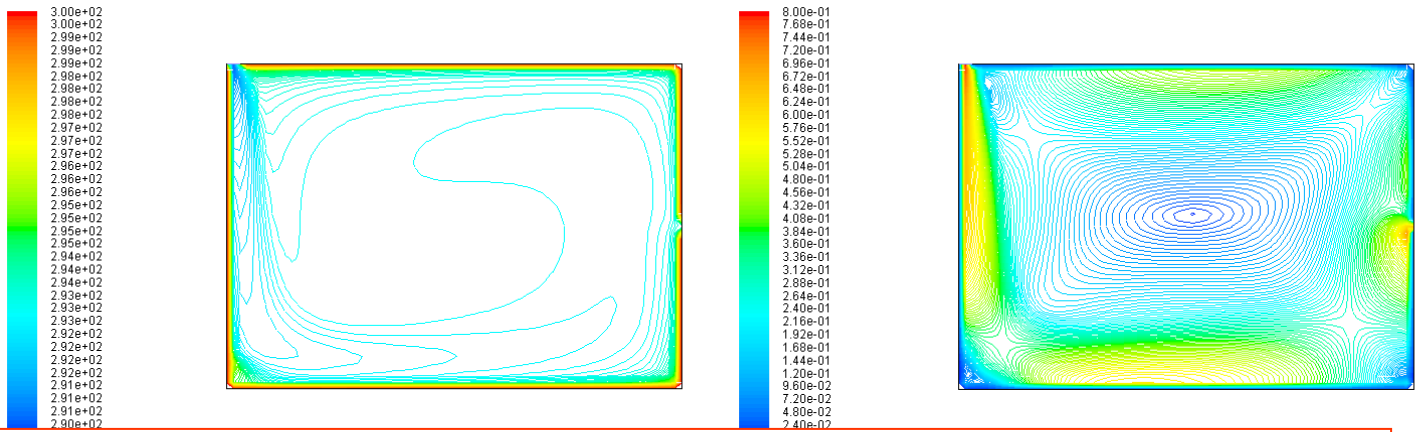


Contours des températures à 0.2m/s

Contours des vecteurs des vitesses à 0.2m/s

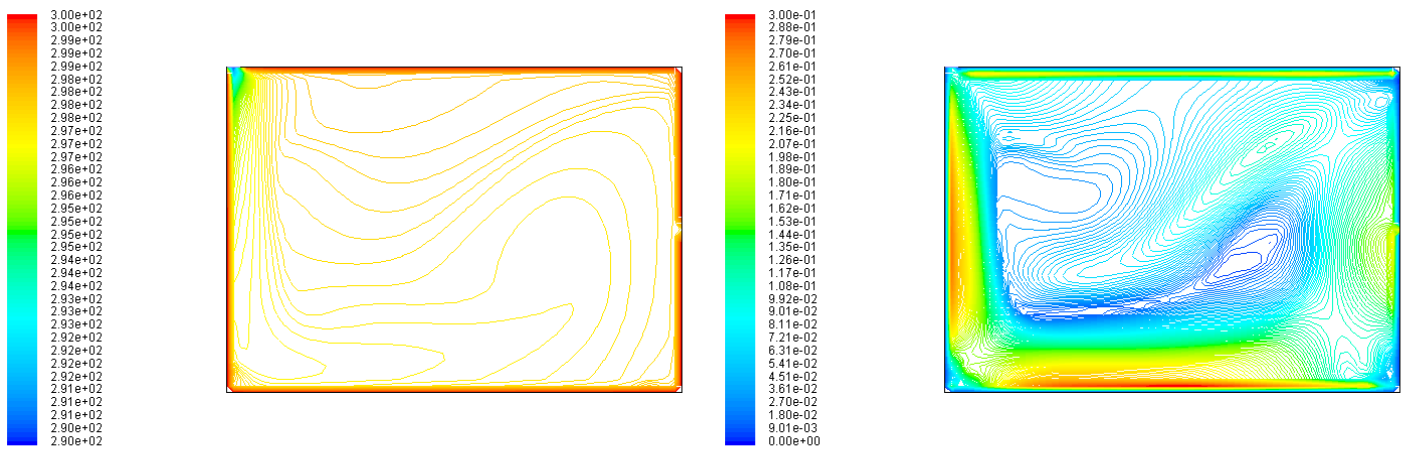
Figure IV.28 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée en bas de mur

Pour une position moyenne dans le mur



Contours des températures à 0.8m/s

Contours des vecteurs des vitesses à 0.8m/s



Contours des températures à 0.2m/s

Contours des vecteurs des vitesses à 0.2m/s

Figure IV.29 : Contours des températures et de vitesse pour une bouche de reprise placée au milieu de mur

On remarque pour les figures précédentes, correspondantes à la vitesse 0.8 m/s et pour différentes hauteurs de la bouche de reprise d'air, que le confort désiré dans le local étudié est vérifié d'une façon remarquable. Car les contours de température dans toutes les zones vérifient la température de confort souhaitée ou presque (ne dépasse pas le critère universelle d'erreurs  $\pm 2$  °C), sauf dans des endroits où la vitesse est très faible (comme les coins par exemple) où la température ne vérifie pas ce critère.

Et, pour les figures correspondantes à la vitesse 0.2 m/s, on a remarqué une grande différence par rapport à celle de 0.8 m/s ; en effet, le confort n'est pas vérifié dans ce cas et l'interprétation de ces résultats repose sur le fait que la valeur de la vitesse de l'air soufflée dans le local (0.2 m/s) est négligeable devant la vitesse de l'air circulant à l'intérieur provoquée par les forces de flottabilité. Et pour avoir plus de détail concernant l'impact des valeurs thermo-physique de l'air soufflé dans le local, nous allons étudier l'impact de la variation du nombre d'Archimède sur le nombre de Nusselt.

Nous avons constaté également que, dans ce cas, la position de la bouche de reprise d'air n'a aucun effet sur le confort (les mêmes allures de températures et de la vitesse sont obtenues). Car le sens de vitesse à l'entrée et le sens de la vitesse à la sortie sont perpendiculaires.

#### **IV.4.3. L'impact de la variation de nombre d'Ar.**

D'après les données et les hypothèses relatives à ce cas, l'utilisation du logiciel Fluent a permis d'obtenir les résultats représentés sur la figure IV.30 et qui montrent l'influence du nombre d'Archimède sur la distribution de la température dans le local.

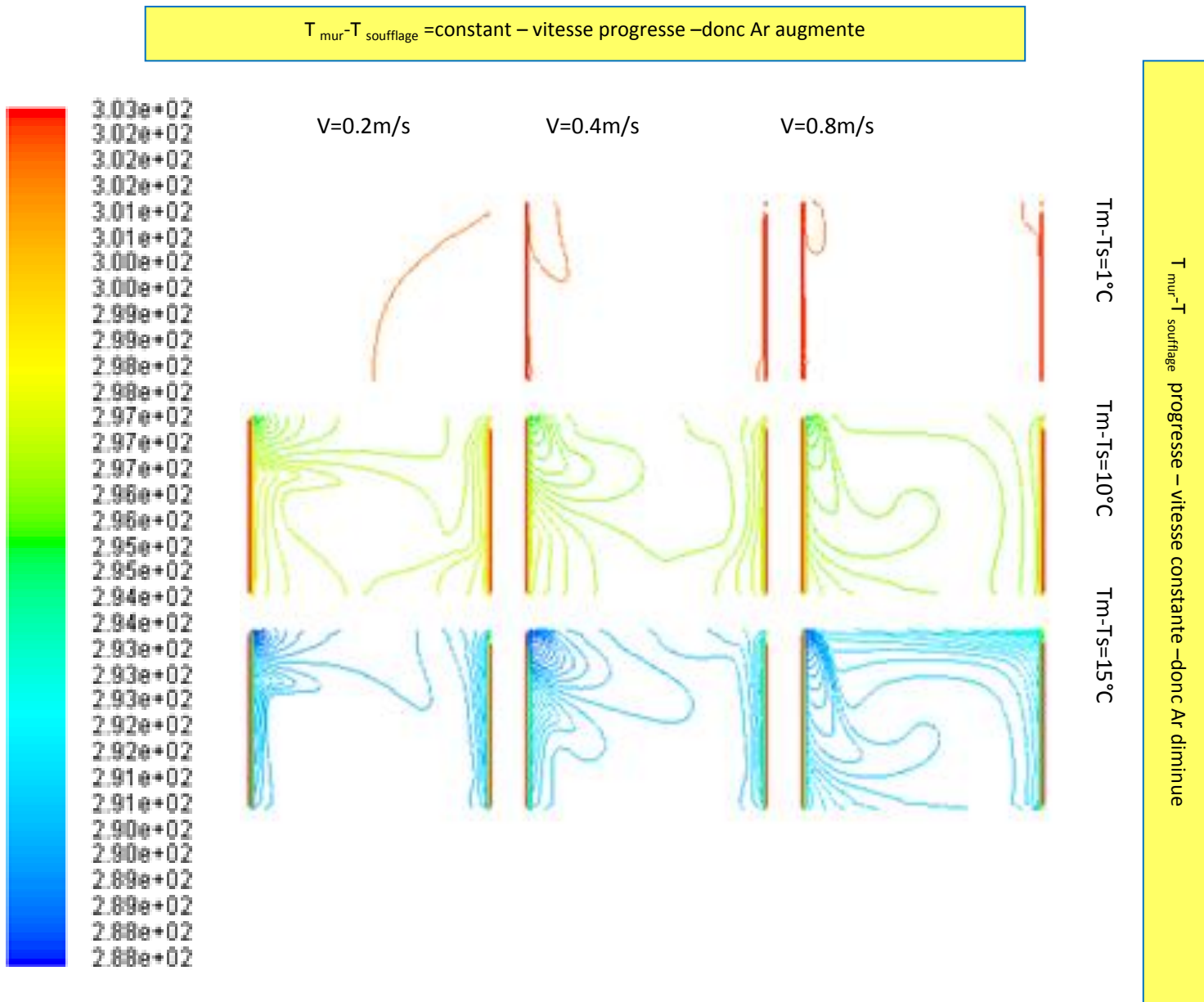


Figure IV.30 : Contours de températures pour différentes valeurs du nombre d'Archimède.

L'analyse de cette figure permet de montrer que pour une vitesse constante, lorsque l'écart de température augmente le nombre d'Archimède augmente également et la température de l'air dans le local est presque égale à la température de l'air de soufflage. Ceci est dû au fait que le facteur convectif dans le nombre d'Archimède est grand devant les forces inertielles (le nombre de Reynolds). Par contre, lorsque l'écart de température est constant, si on augmente la vitesse de soufflage le nombre d'Archimède diminue et la température de l'air est presque égale à la température des murs surtout aux faibles vitesses (Reynolds petits) ; mais aux grandes valeurs du nombre de Reynolds, l'air du local est à la même température que l'air de soufflage.

Et conséquence, les résultats de la figure précédente permettent de confirmer l'importance du nombre d'Archimède.

Les figures IV.31 [XUE1999] et IV.32 (notre validation) montrent la variation du nombre d'Archimède en fonction de la différence de températures pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. On peut voir sur ces figures que les grandeurs en question sont proportionnelles.

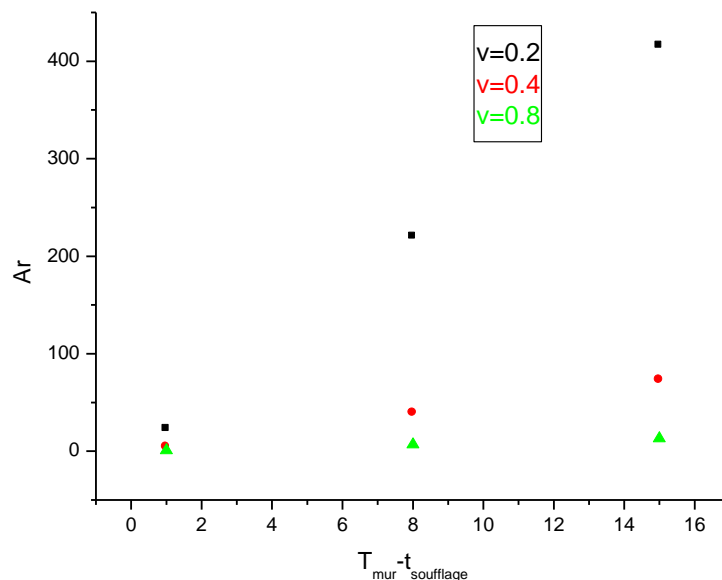


Figure IV.31: Variation du nombre d'Archimède en fonction de la différence de températures entre parois et air soufflé. Résultat obtenu par H.Xue

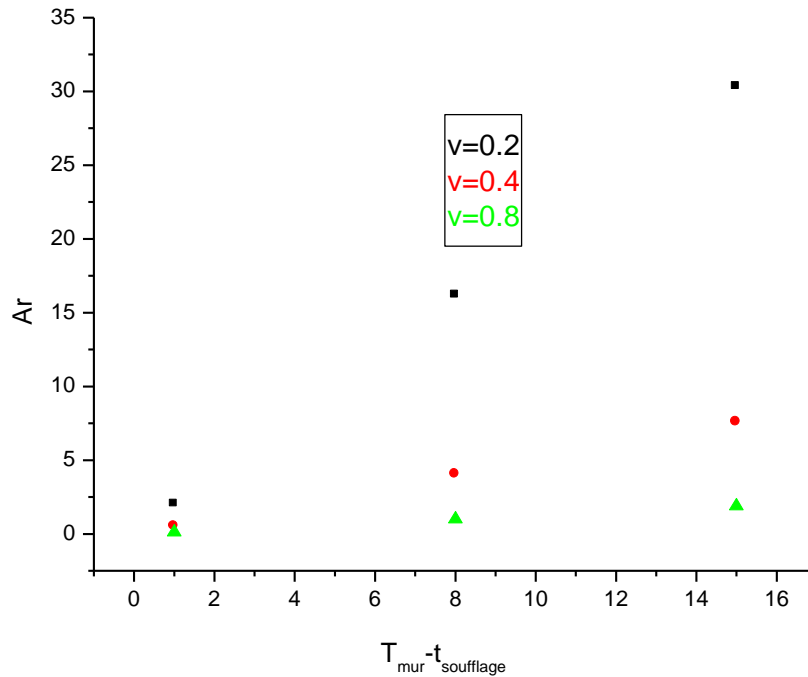


Figure IV.32 : Variation du nombre d'Archimède en fonction de la différence de températures entre parois et air soufflé. Notre étude.

La figure IV.33 montre la relation entre le Nusselt moyen du mur droit et le nombre d'Archimède et permet de confirmer la proportionnalité de ces deux grandeurs (  $Ar$  et  $Nu$  ) d'une part, et d'autre part elle permet de mettre en évidence la rapidité de la variation ( $Nu/Ar$ ) lorsque le nombre de Reynolds diminue (aux faibles vitesses).

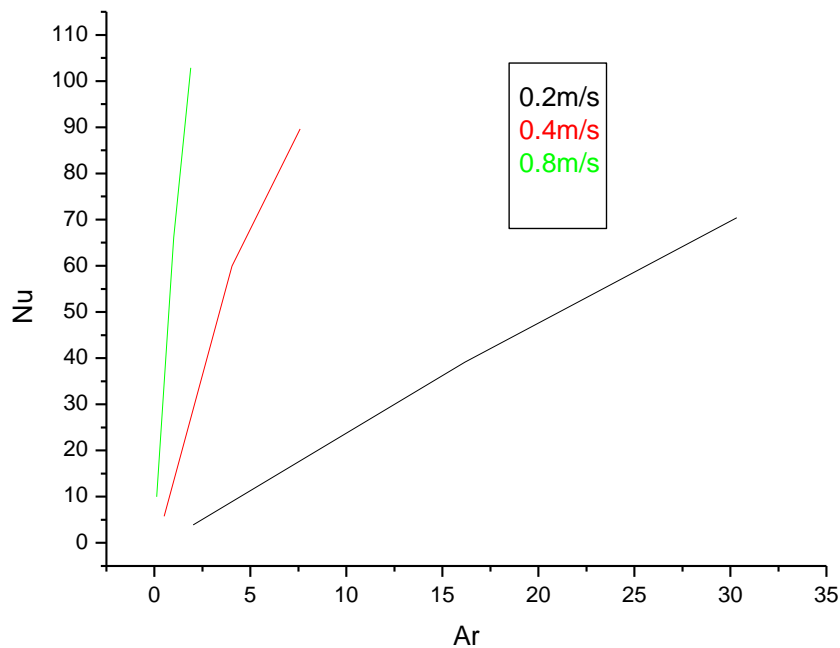


Figure IV.33 : la relation entre le Nusselt moyen du mur droit

#### IV.4.4.Conclusion :

Dans la première étude on a montré que le paramètre de la hauteur de la bouche de soufflage n'influe pas sur le comportement thermique et dynamique de local, lorsque le sens de soufflage de l'air dans le local est perpendiculaire sur le sens de la reprise d'air.

On a montré aussi que les propriétés physiques du local suivent les valeurs des propriétés les plus dominantes dans le local (l'air de soufflage, ou les influences des murs).

Les écoulements de transfert de chaleur par convection forcée dans les bâtiments à grand nombre de Reynolds influent sur la force de flottabilité, de façon inversement proportionnelle.

# Conclusion générale

---

## **Conclusion et Perspectives**

Dans ce travail, nous avons mené une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte ventilée et fermée (non ventilée) soumise à un gradient de température. La simulation numérique des problèmes traités a été effectuée en deux dimensions à l'aide du code de champ fluent. Le maillage a été réalisé à l'aide de Gambit.

Les quatre cas traités ont permis d'aboutir à des conclusions très intéressantes. En effet, pour les deux premiers cas concernant respectivement l'étude de la distribution de vitesse et de température dans une enceinte carrée fermée et l'étude de transfert de chaleur dans une enceinte carrée équipée d'une source de chaleur de longueur variable, les résultats obtenus ont été comparés respectivement aux travaux de Wakashima et Saitoh et de Calcagni et al. Pour le premier cas, la simulation à l'aide du code de champ fluent a permis d'obtenir les mêmes résultats que Wakashima sachant que ce dernier a utilisé une autre approche. Alors que le deuxième cas, pour lequel des résultats expérimentaux et une simulation numérique à l'aide du même logiciel fluent ont été réalisés par Calcagni et al, nous avons réussi à reproduire cette simulation en utilisant un maillage plus fin que celui de Calcagni et les résultats obtenus sont excellents.

Concernant le troisième cas traité réservé à l'étude du comportement thermique et dynamique d'un local équipé d'une bouche de soufflage et d'une bouche de reprise et soumis à différentes sollicitations, les résultats obtenus nous ont permis d'obtenir des informations précieuses sur l'influence des différents paramètres ajustables sur le confort.

Alors que le dernier cas pour lequel nous avons tenté d'étudier l'influence du nombre d'Archimède sur le nombre de Nusselt, les résultats obtenus nous ont amené à conclure que dans des écoulements avec transfert de chaleur par convection forcée dans les bâtiments à grand nombre de Reynolds influent d'une façon inversement proportionnelle sur la force de flottabilité.

En réalité, et comme nous l'avons souligné dans l'introduction, le choix de ces quatre cas a été dicté principalement par le désir de l'étude de l'influence de certains paramètres techniques et physiques sur la notion de confort et ceci à travers la visualisation des distributions des températures et des vitesses sous certaines conditions imposées par l'utilisateur. Et, au cours de ce travail, nous avons été amené à conclure que la distribution de la vitesse et de celle de la température de l'air ambiant dans les locaux sont intimement liée au régime et au type d'écoulement et permettent à travers la lecture des cartographies de ces deux paramètres d'agir sur les grandeurs ajustables, telles que les températures et les vitesses de soufflage, afin d'améliorer le confort des occupants.

# Annexes

---

## Annexe 1.

### Propriétés de l'air à 1atm

Le tableau suivant donne les propriétés thermo physique de l'air à la pression atmosphérique [LIENHARD2005]

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$\mu$ (kg/m·s)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m·K)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
Air							
100	3.605	1039	$0.711 \times 10^{-5}$	$0.197 \times 10^{-5}$	0.00941	$0.251 \times 10^{-5}$	0.784
150	2.368	1012	1.035	0.437	0.01406	0.587	0.745
200	1.769	1007	1.333	0.754	0.01836	1.031	0.731
250	1.412	1006	1.606	1.137	0.02241	1.578	0.721
260	1.358	1006	1.649	1.214	0.02329	1.705	0.712
270	1.308	1006	1.699	1.299	0.02400	1.824	0.712
280	1.261	1006	1.747	1.385	0.02473	1.879	0.711
290	1.217	1006	1.795	1.475	0.02544	2.078	0.710
300	1.177	1007	1.857	1.578	0.02623	2.213	0.713
310	1.139	1007	1.889	1.659	0.02684	2.340	0.709
320	1.103	1008	1.935	1.754	0.02753	2.476	0.708
330	1.070	1008	1.981	1.851	0.02821	2.616	0.708
340	1.038	1009	2.025	1.951	0.02888	2.821	0.707
350	1.008	1009	2.090	2.073	0.02984	2.931	0.707
400	0.8821	1014	2.310	2.619	0.03328	3.721	0.704
450	0.7840	1021	2.517	3.210	0.03656	4.567	0.703
500	0.7056	1030	2.713	3.845	0.03971	5.464	0.704
550	0.6414	1040	2.902	4.524	0.04277	6.412	0.706
600	0.5880	1051	3.082	5.242	0.04573	7.400	0.708
650	0.5427	1063	3.257	6.001	0.04863	8.430	0.712

## Annexe 2.

### Système d'équation à résoudre

Pour résoudre les équations gouvernantes , il faut inclure toutes les approximations et les données de fermeture pour équilibrer le système de point de vue statique, c'est-à-dire, le nombre d'inconnues doit être égale au nombre d'équation.

Dans ce qui suit, nous avons le système d'équations utilisé au niveau de fluent pour obtenir les résultats dans le chapitre 4.

$$\begin{aligned}
 & v_t = C_\mu^d \bar{k}^{-2} / \bar{\varepsilon} \\
 & \overline{u_i u_j} = -v_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \bar{k} \delta_{ij} \\
 & \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu^d \frac{\bar{k}^{-2}}{\bar{\varepsilon}} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_\mu^d \bar{k}^{-2}}{\sigma_k \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - \bar{\varepsilon} \\
 & \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_\mu^d \bar{k} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_\mu^d \bar{k}^{-2}}{\sigma_\varepsilon \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^{-2}}{\bar{k}} \\
 & C_\mu^d = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.02 \\
 & \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \\
 & \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_i} = 0 \\
 & \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \overline{u_j'} \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} + \rho_0 (1 - \beta [T - T_0]) \\
 & \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j' T'}}{\partial x_j} = \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j'}}{\partial x_i} \right)^2 + a \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{1}{\rho C_p} \left( \frac{\partial P}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial (\overline{p' u_j'})}{\partial x_j} \right)
 \end{aligned}$$

## Annexe 3.

### Nombres adimensionnels.

Les principaux critères de similitude que nous avons utilisé en convection sont les nombres de Nusselt, de Grashoff, de Prandtl, de Reynolds et d'Archimède.

#### \* Nombre de Nusselt.

Ce nombre constitue une méthode pour évaluer la quantité de chaleur entre une paroi solide et un fluide.

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection, de la longueur caractéristique et de la conductivité thermique du fluide est appelée module ou nombre de Nusselt.

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide - surface.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda_f}$$

$\alpha$  : Coefficient de convection thermique.

$L$  : longueur caractéristique.

$\lambda_f$  : coefficient de conductivité thermique du fluide.

#### \* Nombre de Grashof.

Ce nombre caractérise la transmission de chaleur en convection naturelle ; il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de températures qui y règnent.

$$Gr = \frac{\beta \rho^2 g L^3 \Delta T}{\mu^2} = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

$\beta$  est le coefficient de dilatation thermique rapporté à la température moyenne du fluide ( $\beta = 1/T$  pour un fluide parfait).

$g$  l'accélération de la chute libre.

$L$  une dimension caractéristique (par exemple: la hauteur d'une plaque plane verticale).

#### \* Nombre de Prandtl.

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique ; il caractérise les propriétés physiques du fluide.

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a}$$

$c_p$  la chaleur spécifique à pression constante.

$\lambda_f$  : Coefficient de conductivité thermique du fluide.

$a$  la diffusivité thermique.

Plus la viscosité est grande plus l'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est élevée

et plus la diffusivité est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi.

### \* Nombre de Reynolds.

Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité existant dans l'écoulement.

$$\text{Re} = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}$$

$v$  est la vitesse caractéristique du fluide

$L$  la dimension linéaire caractéristique du corps

$\nu$  la viscosité dynamique.

$\mu$  la viscosité cinématique.

$\rho$  la densité du fluide.

### \* Nombre de Peclet.

Il exprime le rapport des flux thermiques par convection et par conduction dans un ,change de chaleur convectif. Ce nombre intervient surtout dans les problèmes d'écoulements à faible nombre de Prandtl : c'est à dire pour les métaux liquides.

$$\text{Pe} = \text{Pr} . \text{Re} = \frac{v L}{a}$$

### \* Nombre de Rayleigh.

Il exprime la relation entre les nombres de Grashof et de Prandtl. Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection laminaire turbulente.

$$\text{Ra} = \text{Gr} . \text{Pr}$$

**\* Nombre d'Archimède.**

Il exprime la relation entre les forces de flottabilité et les forces d'inerties, et il est aussi un nombre qui caractérise la transition de la convection naturelle à la convection forcée.

$$Ar = \frac{Gr}{Re^{2,5}}$$

## Annexe 4 :

### La procédure suivie dans Fluent pour obtenir les résultats du premier cas

FLUENT  
Version: 2d, segregated, lam (2d, segregated, laminar)  
Release: 6.1.18  
Title:

#### Models **(le régime est stationnaire, laminaire)**

-----

Model	Settings
Space	2D
Time	Steady
Viscous	Laminar
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

#### Boundary Conditions **(les conditions aux limites)**

-----

##### Zones

name	id	type
L'air	2	fluid
adiabatique	3	wall
plafond	4	wall
chaud	5	wall
froid	6	wall
default-interior	8	interior

##### Boundary Conditions

#### fluid-2 **(spécification du contenu de l'enceinte)**

Condition	Value
Material Name	air
Specify source terms?	no
Source Terms	((mass (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (x-momentum (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (y-momentum (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (energy (inactive . #f) (constant . 0) (profile )))
Specify fixed values?	no
Fixed Values	((x-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (y-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (temperature (inactive . #f) (constant . 0) (profile )))
Motion Type	0

X-Velocity Of Zone	0
Y-Velocity Of Zone	0
Rotation speed	0
X-Origin of Rotation-Axis	0
Y-Origin of Rotation-Axis	0
Deactivated Thread	no
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Direction-1 Viscous Resistance	0
Direction-2 Viscous Resistance	0
Direction-1 Inertial Resistance	0
Direction-2 Inertial Resistance	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	aluminum

Adiabatique

**(le Mur adiabatique)**

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Plafond

**(le plafond)**

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300

Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Chaud

**(le mur chaud)**

Condition	Value
-----	-----
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	0
Temperature	295
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Froid

**(le Mur froid)**

Condition	Value
-----------	-------

```

-----
Wall Thickness                0
Heat Generation Rate         0
Material Name                 aluminum
Thermal BC Type              0
Temperature                   290
Heat Flux                     0
Convective Heat Transfer Coefficient 0
Free Stream Temperature      300
Wall Motion                   0
Shear Boundary Condition     0
Define wall motion relative to adjacent cell zone? yes
Apply a rotational velocity to this wall? no
Velocity Magnitude           0
X-Component of Wall Translation 1
Y-Component of Wall Translation 0
Define wall velocity components? no
X-Component of Wall Translation 0
Y-Component of Wall Translation 0
External Emissivity          1
External Radiation Temperature 300
Rotation Speed               0
X-Position of Rotation-Axis Origin 0
Y-Position of Rotation-Axis Origin 0
X-component of shear stress   0
Y-component of shear stress   0
Surface tension gradient     0

```

Solver Controls

**(système à résoudre)**

-----

Equations

Equation Solved

-----

Flow yes

Energy yes

Numerics

Numeric Enabled

-----

Absolute Velocity Formulation yes

Relaxation

Variable Relaxation Factor

-----

Pressure 0.30000001

Density 1

Body Forces 1

Momentum 0.69999999

Energy 1

Linear Solver

**(les schémas utilisés)**

Solver Variable	Termination Type	Residual Criterion	Reduction Tolerance
-----------------	------------------	--------------------	---------------------

Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Momentum	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5000000
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000

Material Properties

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

Material: air (fluid)

**(propriétés de l'air)**

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	boussinesq	1.29
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1006
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.025
Viscosity	kg/m-s	constant	1.81e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0.0034
Degrees of Freedom		constant	0

## Annexe 1.

### Propriétés de l'air à 1atm

Le tableau suivant donne les propriétés thermo physique de l'air à la pression atmosphérique [LIENHARD2005]

$T(K)$	$\rho(kg/m^3)$	$c_p(J/kg\cdot K)$	$\mu(kg/m\cdot s)$	$\nu(m^2/s)$	$k(W/m\cdot K)$	$\alpha(m^2/s)$	Pr
Air							
100	3.605	1039	$0.711 \times 10^{-5}$	$0.197 \times 10^{-5}$	0.00941	$0.251 \times 10^{-5}$	0.784
150	2.368	1012	1.035	0.437	0.01406	0.587	0.745
200	1.769	1007	1.333	0.754	0.01836	1.031	0.731
250	1.412	1006	1.606	1.137	0.02241	1.578	0.721
260	1.358	1006	1.649	1.214	0.02329	1.705	0.712
270	1.308	1006	1.699	1.299	0.02400	1.824	0.712
280	1.261	1006	1.747	1.385	0.02473	1.879	0.711
290	1.217	1006	1.795	1.475	0.02544	2.078	0.710
300	1.177	1007	1.857	1.578	0.02623	2.213	0.713
310	1.139	1007	1.889	1.659	0.02684	2.340	0.709
320	1.103	1008	1.935	1.754	0.02753	2.476	0.708
330	1.070	1008	1.981	1.851	0.02821	2.616	0.708
340	1.038	1009	2.025	1.951	0.02888	2.821	0.707
350	1.008	1009	2.090	2.073	0.02984	2.931	0.707
400	0.8821	1014	2.310	2.619	0.03328	3.721	0.704
450	0.7840	1021	2.517	3.210	0.03656	4.567	0.703
500	0.7056	1030	2.713	3.845	0.03971	5.464	0.704
550	0.6414	1040	2.902	4.524	0.04277	6.412	0.706
600	0.5880	1051	3.082	5.242	0.04573	7.400	0.708
650	0.5427	1063	3.257	6.001	0.04863	8.430	0.712

## Annexe 2.

### Système d'équation à résoudre

Pour résoudre les équations gouvernantes, il faut inclure toutes les approximations et les données de fermeture pour équilibrer le système de point de vue statique, c'est-à-dire, le nombre d'inconnues doit être égale au nombre d'équation.

Dans ce qui suit, nous avons le système d'équations utilisé au niveau de fluent pour obtenir les résultats dans le chapitre 4.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \overline{v}_i = C_{\mu}^d \overline{k}^{-2} \overline{\varepsilon} \\
 \overline{u}_i \overline{u}_j = -\overline{v}_i \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \overline{k} \delta_{ij} \\
 \frac{\partial \overline{k}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{k}}{\partial x_j} = C_{\mu}^d \frac{\overline{k}^{-2}}{\overline{\varepsilon}} \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_{\mu}^d \overline{k}^{-2}}{\sigma_k \overline{\varepsilon}} \frac{\partial \overline{k}}{\partial x_j} \right] - \overline{\varepsilon} \\
 \frac{\partial \overline{\varepsilon}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{\varepsilon}}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_{\mu}^d \overline{k} \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{C_{\mu}^d \overline{k}^{-2}}{\sigma_{\varepsilon} \overline{\varepsilon}} \frac{\partial \overline{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\overline{\varepsilon}^{-2}}{\overline{k}} \\
 C_{\mu}^d = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.02 \\
 \sigma_k = 1 \quad \sigma_{\varepsilon} = 1.3 \\
 \\
 \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\
 \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \rho_0 (1 - \beta [T - T_0]) \\
 \frac{\partial \overline{T}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j \overline{T}}{\partial x_j} = \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right)^2 + a \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{1}{\rho C_p} \left( \frac{\partial P}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial (\overline{p' u}_j)}{\partial x_j} \right)
 \end{array} \right.$$

### Annexe 3.

#### Nombres adimensionnels.

Les principaux critères de similitude que nous avons utilisé en convection sont les nombres de Nusselt, de Grashoff, de Prandtl, de Reynolds et d'Archimède.

##### \* Nombre de Nusselt.

Ce nombre constitue une méthode pour évaluer la quantité de chaleur entre une paroi solide et un fluide.

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection, de la longueur caractéristique et de la conductivité thermique du fluide est appelée module ou nombre de Nusselt.

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide - surface.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda_f}$$

$\alpha$  : Coefficient de convection thermique.

$L$  : longueur caractéristique.

$\lambda_f$  : coefficient de conductivité thermique du fluide.

##### \* Nombre de Grashof.

Ce nombre caractérise la transmission de chaleur en convection naturelle ; il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de températures qui y règnent.

$$Gr = \frac{\beta \rho^2 g L^3 \Delta T}{\mu^2} = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

$\beta$  est le coefficient de dilatation thermique rapporté à la température moyenne du fluide ( $\beta = 1/T$  pour un fluide parfait).

$g$  l'accélération de la chute libre.

$L$  une dimension caractéristique (par exemple: la hauteur d'une plaque plane verticale).

##### \* Nombre de Prandtl.

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique ; il caractérise les propriétés physiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a}$$

$c_p$  la chaleur spécifique à pression constante.

$\lambda_f$  : Coefficient de conductivité thermique du fluide.

$a$  la diffusivité thermique.

Plus la viscosité est grande plus l'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est élevée

et plus la diffusivité est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi.

#### \* Nombre de Reynolds.

Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité existant dans l'écoulement.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}$$

$v$  est la vitesse caractéristique du fluide

$L$  la dimension linéaire caractéristique du corps

$\nu$  la viscosité dynamique.

$\mu$  la viscosité cinématique.

$\rho$  la densité du fluide.

#### \* Nombre de Peclet.

Il exprime le rapport des flux thermiques par convection et par conduction dans un ,change de chaleur convectif. Ce nombre intervient surtout dans les problèmes d'écoulements à faible nombre de Prandtl : c'est à dire pour les métaux liquides.

$$Pe = Pr . Re = \frac{v L}{a}$$

#### \* Nombre de Rayleigh.

Il exprime la relation entre les nombres de Grashof et de Prandtl. Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection laminaire turbulente.

$$Ra = Gr . Pr$$

**\* Nombre d'Archimède.**

Il exprime la relation entre les forces de flottabilité et les forces d'inerties, et il est aussi un nombre qui caractérise la transition de la convection naturelle à la convection forcée.

$$Ar = \frac{Gr}{Re^{2.5}}$$

## Annexe 4 :

### La procédure suivie dans Fluent pour obtenir les résultats du premier cas

FLUENT

Version: 2d, segregated, lam (2d, segregated, laminar)

Release: 6.1.18

Title:

Models

**(le régime est stationnaire, laminaire)**

Model	Settings
Space	2D
Time	Steady
Viscous	Laminar
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

Boundary Conditions

**(les conditions aux limites)**

Zones

name	id	type
L'air	2	fluid
adiabatique	3	wall
plafond	4	wall
chaud	5	wall
froid	6	wall
default-interior	8	interior

Boundary Conditions

fluid-2

**(spécification du contenu de l'enceinte)**

Condition	Value
Material Name	air
Specify source terms?	no
Source Terms	((mass (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (x-momentum (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (y-momentum (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (energy (inactive . #f) (constant . 0) (profile )))
Specify fixed values?	no
Fixed Values	((x-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (y-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (temperature (inactive . #f) (constant . 0) (profile )))
Motion Type	0

X-Velocity Of Zone 0  
 Y-Velocity Of Zone 0  
 Rotation speed 0  
 X-Origin of Rotation-Axis 0  
 Y-Origin of Rotation-Axis 0  
 Deactivated Thread no  
 Porous zone? no  
 X-Component of Direction-1 Vector 1  
 Y-Component of Direction-1 Vector 0  
 Direction-1 Viscous Resistance 0  
 Direction-2 Viscous Resistance 0  
 Direction-1 Inertial Resistance 0  
 Direction-2 Inertial Resistance 0  
 C0 Coefficient for Power-Law 0  
 C1 Coefficient for Power-Law 0  
 Porosity 1  
 Solid Material Name aluminum

Adiabatique

**(le Mur adiabatique)**

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Plafond

**(le plafond)**

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300

Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Chaud

**(le mur chaud)**

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	0
Temperature	295
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Froid

**(le Mur froid)**

Condition	Value
-----------	-------

Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	0
Temperature	290
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

Solver Controls

(système à résoudre)

Equations

Equation Solved

Flow yes  
Energy yes

Numerics

Numeric Enabled

Absolute Velocity Formulation yes

Relaxation

Variable Relaxation Factor

Pressure 0.30000001  
Density 1  
Body Forces 1  
Momentum 0.69999999  
Energy 1

Linear Solver

(les schémas utilisés)

Solver Variable	Termination Type	Residual Criterion	Reduction Tolerance
-----------------	------------------	--------------------	---------------------

Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Momentum	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5000000
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000

Material Properties

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

Material: air (fluid)

(propriétés de l'air)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	boussinesq	1.29
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1006
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.025
Viscosity	kg/m-s	constant	1.81e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0.0034
Degrees of Freedom		constant	0

## **Références bibliographiques**

---

## Références bibliographiques

- [BELLIVIER2004] **A.BELLIVIER.** *Modélisation numérique de la thermo-aéraulique du bâtiment : des modèles CFD à une approche hybride volumes finis / zonale* Thèse de doctorat université de la Rochelle. (2004).
- [BEN NASR2006] **K.BEN NASR.** *Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling.* *Applied thermal engineering* (2006) .vol26.Pages (772-775).
- [BERAHOUNE2006] **H.BERAHOUNE.** *Influence des transferts aérauliques dans les parois sur les performances thermiques* Thèse de doctorats INSA France (2006).
- [CALGANI2005] **B.CALCAGNI.** *Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below: applied thermal emerging* (2005) .vol25.Pages (2522-2531).
- [CAO2006] **G.GAO.** *Indoor air flow prediction by means of computational fluid dynamics: rapport scientifique , post graduate seminar an heat and fluid flow* (2006).
- [CHASSING2001] **P.CHASSING.** *Turbulence en mécanique des fluides : collection Polythèque* (2001).
- [CHEONG2003] **K.W.D.CHEONG.** *Thermal comfort study of an air conditioning lecture theatre in tropics.* *Building and environment* (2003) .vol38.Pages (63-73)
- [CHOW2003] **T.T.CHOW.** *Performance of ventilation system in a non-standard operating room* *Building and Environment* (2003). vol (38).Pages (1401 – 1411).
- [CONCALVES2005] **E.CONCALVES.** *Résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO .institut national polytechnique de Grenoble.*(2005)
- [DAUTIN1997] **S.DAUTIN.** *Réduction des modèles thermiques des bâtiments : amélioration des techniques par modélisation des sollicitations météorologiques* thèse de doctorats , option thermique ,Université de POITIERS(1997).
- [DJIMLI2007] **S.DJIMLI.** *Modélisation de la convection à faible nombre de Prandtl : thèse de magister, université de Constantine.* Constantine(2007).
- [DROTZ2004] **A.DROTZ.** *Méthodes aux différences finies et aux volumes finis* Laboratoire d'Ingénierie Numérique (2004)
- [EYMARD1997] **R.EYMARD.** *Finite Volume Methods Handbook of Numerical Analysis, LAMP ,UMR, MARSIELLE*(1997).
- [FLUENT2000] *Documentation techniques des logiciel FLUENT ( 2000)*
- [GARY2000] **E.GARY.** *Improved turbulence models for computational wind engineering, thèse de doctorat university of Nottingham* 2000.
- [GASPAR2003] **P.D.GASPAR.** *Performance evaluation of CFD codes in building energy and environmental analysis.* *Building simulation. Eighth International IBPSA Conference Eindhoven, Netherlands* (2003).Pages (371-378).
- [GENIK2006] **M.GENIK.** *Fundamentals of Compressible Fluid Mechanics*(2006)
- [GOBEAU2006] **N.GOBEAU.** *Revue de modèles pour prédire les conséquences d'un incendie dans un milieu confiné, Tache A09G3T4. Rapport d'étude .Verneuil-en-Halatte, Oise* (2006)
- [GRELAT1987] **A.GRELAT.** *Approche des phénomènes de circulation et de stratification de l'air dans les locaux chauffés par le programme de simulation thermique multizone .Bilga (rapport technique).* (1987)
- [HAMAMI2005] **A.HAMAMI.** *Simulation de l'écoulement dans un mini canal, université de Batna. Département de Mécanique. Thèse de magistère* (2005).
- [HENZ1975] **J.O.HENZ.** *La turbulence : Mc Graw Hill.* (1975).
- [HERBIN2006] **R.HERBIN.** *Analyse numérique des équations aux dérivées partielles* Université Aix Marseille 1 Master de mathématiques(2007).
- [HESCHL2005] **Ch.HESCHL.** *Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows* CFD Forum 2005 Bad Nauheim, Deutschland
- [IBRIR2006] **N.IBRIR.** *Etude de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métal liquide ;* Thèse de magistère .université de Batna(2006)
- [INARD1996] **INARD et AL.** *Prediction of temperature distribution in building with a zonal model.* *Energy and building.* (1996).vol24.Pages (125-132). d'après [MORA2003]
- [LAMSAADI2002] **M.LAMSAADI.** *Analytical and numerical study of natural convection in a horizontal rectangular cavity uniformly heated from below: université de Cadi ayyad.Tétoun, Maroc. FIER .pages(568-574).* (2002)

- [LEBRUN1970] **J.LEBRUN.** Exigences physiologiques et modalités physique de la climatisation par une source statique concentrée. Thèse de doctorat. Université de liège. Belgique. (1970).d'après [MORA2003]
- [LIAW2005] **K.LIAW.** Simulation of flow around bluff bodies and bridge deck section using CFD, Thèse de doctorat, university of Nottingham (2005).
- [LIENHARD2005] **J.H.LIENHARD.** A Heat transfert text book. Phlogiston press. COMBRIDGE. MASSACHUSETT (2005).
- [LIN1999] **Y.LIN.** A Zonal Model for Airflow and Temperature Distribution Analysis Degree of Master of Applied Science at Concordia University Montreal, Quebec, Canada (1999).
- [LU1997] **W.LU.** Prediction of air flow and temperature field in a room with convective heat transfer: Building and environment (1997) .vol32.Pages (541-550).
- [LORENZETTI2002] **D.LORENZETTI.** Computational Aspects of Nodal Multizone Airflow Systems Building and Environment (2002).vol(37), pages (1083–1090)
- [MARTHY20.01] **Ph.MARTY.** Mécanique des fluides 3ème année IUP Génie des Systèmes Industriels de Grenoble(2001).
- [MARSH2005] **A.MARSH.** A comparative analysis using multiple thermal analysis tools: International Conference "Passive and Low Energy Cooling for the Built Environment", (2005), Santorin, Greece. Pages (385-392).
- [MASSIN2003] **S.MASSIN .**Ecoulement d'air dans une enceinte carrée , étude à l'aide du code des mécaniques des fluides Fluent : DESS Ingénierie Mécanique et Calcul Scientifique Université de Provence.(2003)
- [MONTOIS] **N.MENTOIS.** SIM-ZONAL : logiciel pour l'évaluation rapide des températures et des mouvements d'air dans le bâtiment – comparaison avec FLUENT-AIRPAK : rapport à l'université de la Rochelle
- [MORA2003] **L.MORA.** Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet : thèse de doctorat. Université de la Rochelle . France. (2003)
- [MUSY2001] **M.MUSY.** Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative, convective heater. Building and Environment. (2001) vol36. Pages (589–596).
- [MUSY2002] **M.MUSY.** Automatically generated zonal models for building air flow simulation: principles and applications: Building and Environment (2002) .vol37.Pages (873-881).
- [MURKAMI2001] **S.MURKAMI.** Indoor climate design based on CFD Coupled simulation of convection, radiation, and HVAC control for attaining a given PMV value: Building and environment (2001) .vol31.Pages (701–709).
- [MURPHY] **K.M.MURPHY.** Controllor design for climate control in buildings using CLIM 2000, Électricité France / Direction des Études et Recherches Département Applications de l'Électricité dans les Bâtiments, La France.
- [PATANKAR1980] **S.V.PATANKAR.** Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corp. (1980).
- [PATARIN2003] **C.PATARIN.** Simulation numérique du détachement et de l'écoulement d'un jet en sortie d'un injecteur de turbine Pelton. école poly technique fédérale de Lausanne LMH.(2003)
- [PARK2001] **H.J.PARK.** The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study Building and Environment (2001).vol36.Pages ( 883–889)
- [POMERANTZ2004] **C.S.POMERANTZ.** The K-ε model of turbulent, thèse de doctorat, université de Piebsburg(2004)
- [REGARD1996] **M.REGARD.** Contribution à l'étude des mouvements de l'air dans le bâtiment à l'aide de code de champs, application à la ventilation naturelle d'un local par un ou deux ouvertures .thèse de doctorats ,institut national des sciences appliquées à Lyon (1996) .
- [RIEDERER2002] **P.RIEDERER.** Thermal room modeling adapted to the test of HVAC control systems, thèse de doctorat école de Mins de Paris( 2002)
- [RICHARDS2002] **K.RICHARDS.** Computational modeling of pollution dispersion in the near wake of vehicle theses de doctorat university of Nottingham (2002).
- [RJUSCH2002] **K.K.RJUSCH.** Fluid dynamics: by Elsevier Science (USA). (2002)
- [ROME2007] **C.ROME.** Une méthode de raccordement de maillage non-conforme pour la résolution des équations de Navier Stocks: thèse de doctorat, université de Bordeaux. (2006).
- [SCHMIDT1992] **J.SCHMIDT** Cours de mécanique des fluides OPU 1992
- [SHAW1992] **C.T.SHAW.** Using Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, 1992

- [STRAW2000] **M.STRAW.** *Computational and measurement of wind induced ventilation thèse de doctorat university of Nottingham (2000).*
- [TOULOUSE2004] **M.TOULOUSE.** *Étude expérimentale des phénomènes de convection naturelle et mixte dans une enceinte fermée comportant une source de chaleur: 9e Congrès Francophone de Vélocimétrie Laser.(2004)*
- [VIRGONE2003] **J.VIRGONE.** *Développement d'outils d'études dynamiques en thermique des bâtiments, Centre de Thermique de Lyon, (2003).*
- [WAKASHIMA2004] **S.Wakashima:** *Benchmark solutions for natural convection in a cubic cavity using the high order time space method: Intrnational journal of heat and mass transfer. (2004) vol.47.Pages (853-864).*
- [WEATHERS1993] **J.W.WEATHERS.** *A comparative study of room air flow: numerical prediction using computational fluid dynamics and full scull experimental easer ASHRAE Transactions, (1993).*
- [WOLOSZYN1999] **M.WOLOSZYN.** *Modélisation hygro-thermo-aéraulique des bâtiments multizones ; proposition d'une stratégie pour résolution d'un système couplé. thèse de doctorat, institut national des sciences appliquées, INSA de Lyon, France(1999).*
- [XU2000] **W.XU.** *Simulation of Mixed Convection Flow in a Room with a Two-Layer Turbulence Model 2000. Indoor Air, pages( 306-314)*
- [XU2005] **Z.HU.** *Fluent simulation for the resa facility: rapport scientifique . (2005)*
- [XUE1999] **H.XUE.** *Mixing characteristics in a ventilated room with non-isothermal ceiling air supply: Building and environment (1999) .vol34.Pages (245-251).*
- [YONGSON2007] **YONGSON.** *Air flow analysis in an air conditioning room: Building and environment (2007) .vol42.Pages (1531-1537).*