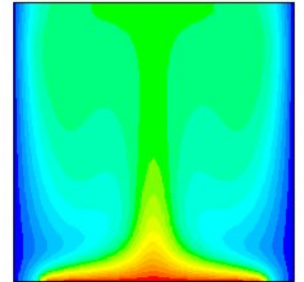


RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE MENTOURI – CONSTANTINE
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CLIMATIQUE



N° d'ordre :
Série :

MÉMOIRE: *Présenté pour obtenir le diplôme de Magister*

**CONTRIBUTION A L'ETUDE DES MOUVEMENTS D'AIR
(SIMULATION DE TEMPERATURE) DANS UN LOCAL A L'AIDE
D'UN CODE DE CHAMP.**

OPTION :

THERMIQUES DU BATIMENTS ET REFRIGERATION

Par : **TOUAHRIA ABD EL DJOUAD**

Soutenue le : **28/ 06 / 2010**

Composition du jury :

Président :	BELHAMRI A	Professeur	Université Mentouri Constantine
Rapporteur :	MAHRI ZINELABIDINE	MC	Université Mentouri Constantine
Examineurs :	ROUABAH MS	MC	Université Mentouri Constantine
Examineurs :	GOMRI R	MC	Université Mentouri Constantine

REMERCIEMENTS

Remerciements.

Je tiens à remercier Dr. MAHRI ZINNELABIDINE, pour son encadrement efficace et les nombreux conseils qu'il a pu me donner. Grace a lui, ce travail a pris toute sa consistance scientifique. Je suis très heureux d'avoir pu travailler avec le laboratoire du Génie Climatique, en particulier avec Dr. ROUABAH MOHAMED SALAH, qui a initié cette thèse et qui m'a fourni de nombreux conseils en thermique du bâtiment.

Je remercie vivement, Pr BELHAMRI.A, d'avoir accepte de présider mon jury de Thèse.

Je remercie également Dr. ROUABAH M.S et Dr. GOMRI.R, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail dont ils ont été les rapporteurs.

Je remercie également Mr. GASSI FARID, pour son accueil au sein du laboratoire du Génie Mécanique. J'adresse aussi tous mes remerciements au Pr. NEMOUCHI ZOUBIR, qui de près ou de loin a participé à l'élaboration de ce travail. Sans oublié Mme. ZEMMOURI.FATIMA, Dr. ADLA BENTELLIS, et Dr. FOUZIA KAFADAR, pour ces encouragements.

Enfin, je renouvelle ma chaleureuse amitié à Litouche.B ainsi qu'à Halloufi.W, Chougui.ML, Ameer mamed.C, Dib.B, Boussalia. A, Boudjbir.H, et Khehlerras. L, avec qui j'ai passé d'agréables moments durant ces trois années.

Il me reste à remercier ceux qui m'ont entouré pendant ces quelques années. Pour n'en citer que quelques-uns (que les autres me pardonnent) merci donc à Rebai .b, Mme. Nacira (victoria), Mme. Samia, pour les nombreuses conversations amicales que nous avons eues, et pour bien d'autres choses encore.

DEDICACE

Dédicace.

A toute ma famille...

Contribution à l'étude des mouvements d'air (simulation de température) dans un local à l'aide d'un code de champ.**Résumé.**

*Dans ce présent travail nous avons réalisé une étude du comportement thermique des locaux d'habitation chauffés ou rafraîchi, où l'objectif est d'effectuer une étude comparative entre des modèles de turbulences **RANS (k-ε) RNG**, **RANS (k-ε) Standard**, et **LES**, et de montrer la difficulté de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans des configurations complexes à l'aide de code **CFD**. Ainsi que l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille, déterminer numériquement les zones de confort et d'inconfort, et illustrer virtuellement les mouvements d'air au sein du local, avec différents niveaux de finesse, ainsi que l'influence des conditions aux limites 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 par une modélisation à l'aide du code de champs **Fluent**. Pour des raisons de validation avec les résultats expérimentales, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous avons choisi cinq travaux en (2D) et (3D), commençant par une comparaison entre les résultats numériques obtenus à l'aide du code de champs « **Fluent** » avec des différents modèles de turbulences ; **RANS (k-ε) RNG**, **RANS (k-ε) Standard**, et **LES** ; dans des configurations différentes, en suite en jouant sur la taille des mailles, ainsi qu'au type de convection (forcée ou, mixte), pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille. Et à la fin nous allons étudier la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites.*

*Après avoir présenté les différentes méthodes de modélisation retenues pour la détermination des transferts de masse et de chaleur dans les bâtiments (nodale, zonale et CFD), et les objectifs qui sont dans notre cas le confort thermique, l'évaluation de l'efficacité énergétique d'un bâtiment, ou de la qualité de l'air au sein d'une zone de celui-ci, nous tentons de montrer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre en spécifiant la modélisation à l'aide d'un code de champs (Computational fluid dynamics CFD). En particulier le logiciel **Fluent**., avec le modèle de turbulence (k-ε), associé à l'hypothèse de boussinesq, qui est le plus utilisé dans la majorité des travaux, à cause de sa facilité de mise en œuvre numérique, et les bons résultats obtenus en comparaisons avec ceux de l'expérimental.*

Sans oublier d'expliquer le principe des codes de champs et les différentes approches qui le construits, on se basant sur les modèles de turbulence en particulier le modèle (k-ε) associé à l'hypothèse de type boussinesq, et le principe de la méthode numérique des volumes finis.

Mots clés : modélisation, **CFD**, modèle de turbulence **RANS (k-ε)**, **RANS (k-ε)**, **RNG**, **LES**, l'hypothèse de type **boussinesq**, Convection naturelle, forcée, et mixte, volumes finis, Code **Fluent**.

Contribution to the study of air movement (simulation temperature) in a room with CFD.

Abstract .

In the present work we conducted a study of the thermal behavior of accommodation heated or cooled, where the objective is to conduct a comparative study of turbulence models, RANS ($k-\epsilon$), RNG, RANS ($k-\epsilon$) standards, and LES, and show the difficulty of predicting correctly the phenomenon of natural convection in complex configurations using CFD. As the independence of results from the density of grid, determine numerically the areas of comfort and discomfort, and potentially show the movement of air within the room, with different levels of refinement, and the influence of boundary conditions on the distribution of temperatures and air velocities in the premises. For this, we are committed to visualize the air flow and to know the velocity field and temperature modeling by using the code Fluent. For reasons of validation with experimental results and the objective of our study, we chose five works in (2D) and (3D), starting with a comparison between the numerical results obtained using the code fields "Fluent" with different models of turbulence RANS ($k-\epsilon$) Standard, , RANS ($k-\epsilon$) RNG, and LES, in different configurations, after changing the mesh size, and the type of convection (forced or mixed), to show the independence of results from the density of the grid. And in the end we will study the sensitivity of numerical results obtained with certain boundary conditions.

After presenting the different modeling methods used for the determination of mass transfer and heat in buildings (nodal, zonal and CFD), and goals that are in our case the thermal comfort evaluation of energy efficiency a building, or air quality within an area of it, we try to show the value of using one method over another by specifying the model with code field (Computational Fluid Dynamics CFD). In particular the software Fluent, with the turbulence model ($k-\epsilon$) associated with the Boussinesq type, which is most used in most work, because of its ease of digital implementation, and good results in comparison with those of experimental.

Not forgetting to explain the principle of field codes and the different approaches that built it, based on turbulence models in particular the model of ($k-\epsilon$), associated with the hypothesis of Boussinesq type, and the principe of numerical method of finite volume.

Keywords: *modeling, CFD, turbulence models RANS($k-\epsilon$) standard, RANS ($k-\epsilon$) RNG, LES, the hypothesis of Boussinesq type, natural convection, forced and mixed, finite volume, code Fluent.*

مساهمة في دراسة حركة الهواء (محاكاة لدرجة الحرارة) في غرفة بأستعمال رمز حقل CFD . ملخص.

في العمل الحالي أجرينا دراسة السلوك الحراري في الأماكن السكنية الساخنة أو الباردة، حيث كان الهدف هو إجراء دراسة مقارنة لنماذج الاضطراب **RANS (k-ε) RNG, RANS (k-ε) Standard, LES** و **LES** و اظهار صعوبة التنبؤ بشكل صحيح بظاهرة الحمل الحراري الطبيعي في حالات الأشكال المعقدة للبنائيات باستخدام رمز سي إف دي **CFD** . وكذا تبيان استقلال النتائج عن كثافة التقسيم (الشبكة) ، وتحديد أماكن الرفاهية عددياً، وتمثيل افتراضي لحركة الهواء داخل الغرفة ، بمستويات مختلفة من الدقة في التقسيم (الشبكة)، وتبيان تبعية توزيع درجات الحرارة وسرعات الهواء للشروط الابتدائية على مستوى حدود الغرفة. لهذا ، نحن مجبرون لتمثيل سلوك سريان الهواء و معرفة مجال السرعة ودرجة الحرارة باستخدام رمز سي إف دي **CFD** ، الذي هو **Fluent** . وللتحقق من صحة النتائج المتحصل عليها مقارنة مع تلك المتحصل عليها تجريبياً ، وكذا الهدف من دراستنا ، اخترنا خمسة أعمال ذات أبعاد ثنائية و ثلاثية (2D) و (3D) ، حيث نبدأ بمقارنة بين النتائج العددية التي تم الحصول عليها باستخدام رمز حقل « **Fluent** » مع النماذج المختلفة من مقاييس الاضطراب : **RANS (k-ε) Standard, RANS (k-ε) RNG, LES** و **LES** ، في أشكال مختلفة، بعدها نقوم بتغيير دقة التقسيم (الشبكة)، وذلك في حالات أنواع الحمل الحراري (الموجهة بقوة أو المختلطة) ، لأظهار استقلالية النتائج عن كثافة التقسيم (الشبكة) . وفي النهاية سوف ندرس حساسية النتائج العددية التي تم الحصول عليها للشروط الابتدائية على مستوى حدود الغرفة.

و كل هذا بعد تقديم ملخص لمختلفة النماذج النمطية المستخدمة لتحديد نوع و كم الانتقال الحراري و الكتلي في المباني (الأنماط العددية و الجهوية ونمط سي إف دي) ، والأهداف التي هي في حالتنا هذه: الرفاهية الحرارية، وتقييم كفاءة استخدام الطاقة في المبنى، أو نوعية الهواء داخل منطقة معينة منه ، ونحاول أن نبين الهدف من استخدام طريقة دون أخرى من خلال التركيز على النمط سي إف دي **CFD** (حساب ديناميكا الموائع سي إف دي). لا سيما **Fluent** مع نمط الاضطراب **RANS (k-ε)**، المرفوق بفرضية **Boussinesq**، التي هي الأكثر استعمالاً في معظم الأعمال ، نظراً لسهولة استعمالها الرقمي ، و نتائجها الجيدة مقارنة مع تلك المتحصل عليها تجريبياً.

من دون أن ننسى شرح مبدأ رموز الحقل والمراحل المختلفة التي تكونها، و التركيز على نماذج و مقاييس الاضطراب خاصة منها نموذج **(k-ε)** المرفوق بفرضية **Boussinesq** ، ومبدأ الطريقة العددية للحجوم المحدود.

الكلمات الرئيسية : النمطية ، رمز سي إف دي **CFD**، نماذج الاضطراب **RANS (k-ε), RANS (k-ε), RNG, LES**، فرضية **Boussinesq** ، التحميل الحراري الطبيعي، الموجه بقوة، المختلط ، الحجم المحدود ، الرمز **Fluent** .

TABLE DES MATIERES

Page de garde.....	I
Remerciements.....	II
Dédicaces.....	III
Résumé.....	IV
Table des matières.....	VII
Table des figures & liste des Tableaux.....	X
Table des équations.....	XIII
Nomenclature.....	XV
Introduction générale.....	01
Chapitre I. La modélisation dans le bâtiment.....	04
1. le confort thermique a l'intérieur d'un établissement.....	05
1.1. Notions de confort thermique.....	05
1.2. Facteurs ayant une incidence sur le confort thermique.....	05
1.3. Conditions environnementales du confort thermique général.....	05
1.4. Conditions environnementales du confort thermique local.....	06
✓ Différence verticale de la température de l'air.....	06
✓ Asymétrie de la température de rayonnement.....	06
✓ Température des planchers.....	06
✓ Courants d'air.....	06
2. Modélisation dans le bâtiment.....	06
2.1. Description des phénomènes.....	07
2.2. Définition et objectifs de la modélisation.....	08
2.3. Les différents types de modélisation dans le bâtiment.....	09
2.3.1. La modélisation mono zone.....	09
2.3.2. La modélisation multizone (ou nodale).....	09
2.3.3. La modélisation par codes de champs.....	09
2.3.4. La modélisation intermédiaire (zonale).....	10
3. Simulation dans le domaine de bâtiments.....	11
3.1. Objectifs à atteindre par la simulation.....	11
4. Analyse bibliographique.....	12
Chapitre II. Code de champ et équations gouvernantes.....	15
1. Mise en équations de la convection.....	16
✓ L'équation de l'énergie.....	16
✓ Les équations de Navier-Stokes.....	16
✓ L'équation de continuité.....	16
1.1. Hypothèses de simplification.....	16
2. Couche limite turbulente.....	18
2.1. Définition de la turbulence.....	18
2.2. Considérations générales.....	19
2.2.1. Décomposition de Reynolds et équations moyennes.....	19
2.2.2. Les équations moyennées de l'écoulement turbulent.....	20
3. Principes des codes de champs.....	20
3.1. Différentes approches permettent de construire un modèle CFD.....	21
3.1.1. Géométrie.....	21
3.1.2. Maillage.....	21
✓ Des maillages structurés.....	21
-Des maillages rectilignes.....	21
-Des maillages 'body-fitted'.....	22
✓ Des maillages non structuré.....	22
3.1.3. Modeles de turbulence.....	23
✓ Avantages de la méthode de fermeture à deux équations.....	23
✓ Equation de l'énergie cinétique turbulente.....	24
✓ Equation de la dissipation.....	24
3.1.4. Critère de choix d'un modèle.....	26
4. Conditions aux limites.....	27
4.1. La loi de paroi.....	28
5. Méthodes numériques.....	30

5.1. Le bilan (le système algébrique).....	30
6. Traitement des résultats.....	32
Chapitre III. Application de code de champs a des cas particuliers.....	33
1. Etude comparative entre les Modèles de Turbulences dans des configurations différentes à l'aide de code de champs Fluent.....	34
1.1. Cas de la géométrie simple.....	34
1.1.1. Description du local étudié.....	34
1.1.2. Maillages.....	35
1.2. Cas de la géométrie complexe.....	35
1.2.1. Description du local étudié.....	35
1.2.2. Maillages.....	36
2. Application du modèle RANS ($k-\epsilon$), sur des maillages grossiers et suffisamment fins, pour montrer, l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.....	37
2.1. Cas de la convection forcée.....	37
2.1.1. Description du local étudié.....	37
2.1.2. Maillages.....	37
2.2. Cas de la convection mixte.....	39
2.2.1. Description du local étudié.....	40
2.2.2. Maillages.....	40
3. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, et l'intensité de la turbulence).....	41
3.1. Application.....	41
3.2. Description du local étudié.....	41
3.3. Conditions aux limites.....	42
3.4. Maillages.....	43
Chapitre IV. Résultats et commentaires.....	44
1. Etude comparative entre les Modèles de Turbulences dans des configurations différentes à l'aide de code de champs Fluent.....	45
1.1. Profils de vitesses et profils de température.....	45
1.1.1. Cas de la géométrie simple.....	45
1.1.2. Cas de la géométrie complexe.....	47
1.2. Analyse des résultats.....	49
1.3. Conclusion.....	52
2. Application du modèle RANS ($k-\epsilon$), sur des maillages grossiers et suffisamment fins, pour montre .l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.....	53
2.1. Cas de la convection forcée.....	53
2.1.1. Analyse des résultats.....	54
✓ Profils de vitesses.....	54
2.1.2. Conclusion.....	58
2.2. Cas de la convection mixte.....	59
2.2.1. Analyse des résultats.....	60
✓ Profils de vitesses.....	60
✓ Profils de température.....	63
2.2.2. Conclusion.....	67
3. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, inclinaison du jet de soufflage, et l'intensité de la turbulence).....	68
3.1. vitesse d'entrée de 1.39m/s, murs isothermes de 24°C, l'intensité de la turbulence $I=10\%$, et le jet de soufflage incliné, puis horizontal.....	68
3.1.1. Analyse des résultats.....	70
✓ Champ de vitesse et Champ de température.....	73
3.2. Vitesse d'entrée de 1.39m/s, murs isothermes de 27°C, l'intensité de la turbulence $I=10\%$, et le jet de soufflage horizontal et puis incliné.....	77
3.2.1. Analyse des résultats.....	78
✓ Champ de température.....	78
3.3. Conclusion.....	82
3.4. Vitesse d'entrée est de 1.39m/s, les murs sont isotherme 24°C, et l'intensité de la turbulence $I=20\%$	83
3.4.1. Analyse des résultats.....	84
✓ Champ de température et Champ de vitesse.....	84

3.5. Conclusions.....	88
Conclusion générale et Perspectives.....	89
Annexe et références.....	92
Annexe –A- : L'approximation de BOUSSINESQ.....	93
Annexe –B- : Modèles de turbulence.....	95
Annexe –C- : La méthode des volumes finis.....	106
Annexe –D- : Résultats.....	112
Références bibliographiques.....	115

TABLE DES FIGURES & LISTE DES TABLEAUX

Figure. I.1- Description des phénomènes thermiques dans une cellule.	8
Figure II.1. Illustration de la notion de maillage.	22
Figure. II. 2- Représentation schématique du comportement de la couche limite ($Pr \leq 1$).	28
Figure. II.3- Notation au voisinage de la paroi	29
Figure.III.1– Description du premier cas traité. (BEN NASR, 2006).	34
Figure.III.2- maillage 40x40, du local étudié, cas de la géométrie simple. (K.BEN NASR, 2006).	35
Figure.III.3– Description du cas traité. CHEN (1996). (MORA, 2003).	36
Figure. III.4- maillage 100x100, du local étudié, cas de la géométrie complexe CHEN (1996).	36
Figure.III.5 – Description du local étudié. Cas de la convection forcée.	38
Figure.III.6 - différent maillage. Cas de la convection forcée.	38
Figure.III.7 – Description du local étudié. . Cas de la convection mixte	40
Figure.III.8- Différent maillage. . Cas de la convection mixte	40
Figure. III.9- Description du local. (REGARD, 1996).	42
Figure.III.10 – maillage du local (51x27x52).	43
Figure. IV.1– Écoulements obtenus avec le modèle RANS ($k-\varepsilon$) Standard. (Nos résultats).	45
Figure. IV.2– Écoulements obtenus avec le modèle RANS ($k-\varepsilon$) RNG. (Nos résultats).	46
Figure. IV.3– Écoulements obtenus avec le modèle LES. (Nos résultats).	46
Figure. IV.4- Prédiction numérique de la distribution de température et des vecteurs de vitesse à l'intérieur du local. (K.BEN NASR, 2006).	47
Figure. IV.5– Écoulements obtenus avec le modèle RANS ($k-\varepsilon$) RNG. (Nos résultats).	47
Figure. IV.6– Écoulements obtenus avec le modèle RANS ($k-\varepsilon$) Standard. (Nos résultats).	48
Figure. IV.7– Écoulements obtenus avec le modèle LES. (Nos résultats).	48
Figure. IV.8– Profils de vitesse verticale pour $Z = 1/2$. (MORA, 2003).	49
Figure. IV.9– Profils de température au droit du linteau $X = 1$. (MORA, 2003).	49
Figure. IV.10– Profils de vitesse verticale pour $Z = 0,5$. (Géométrie simple, complexe). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6).	50
Figure. IV.11– Profils de température au droit du linteau $X = 1$. (Géométrie simple, complexe). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6).	51
Figure. IV.12– Écoulements obtenus avec le modèle zonal conventionnel. (MORA ,2003).	53
Figure. IV.13 – Écoulements obtenus avec le modèle zonal de Axley, SPARK. (MORA ,2003).	53
Figure. IV.14 – Écoulements obtenus avec les méthodes CFD, STARCD. (MORA ,2003).	53
Figure. IV.15 – Écoulements obtenus avec les méthodes CFD, FLUENT (Nos résultats).	53
Figure. IV.16– Profils de vitesse obtenus avec les modèles zonaux à ($x = 2H$). (MORA ,2003).	54
Figure. IV.17 – Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par le modèle STARCD avec les données expérimentales. (MORA, 2003).	55
Figure. IV.18 – Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par les modèles CFD, RANS ($k-\varepsilon$), à ($x = H$, et $x = 2H$). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6)	56
Figure. IV.19 – Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par le modèle CFD, RANS ($k-\varepsilon$), à ($z = 0,972H$ et $z = 0,028H$). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6)	57
Figure. IV.20 – Prédiction de l'écoulement par un modèle zonal 8 x 6.(ZHANG et al., 1992). (MORA, 2003).	59
Figure. IV.21 – Prédiction de l'écoulement par les modèles CFD, STARCD.(ZHANG et al., 1992). (MORA, 2003).	59
Figure. IV.22 – Écoulements obtenus avec les méthodes CFD, FLUENT. (Nos résultats avec l'ORIGINE.6)	59
Figure. IV.23.A – Profils de vitesse obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet. (ZHANG et al., 1992). (MORA, 2003).	60
Figure. IV.23.B – Profils de vitesse obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet. (ZHANG et al., 1992). (MORA, 2003).	61
Figure. IV.24.A – Profils de vitesse obtenus par différents modèles CFD, STARCD. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	61
Figure. IV.24.B – Profils de vitesse obtenus par différents modèles CFD, STARCD. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	62
Figure. IV.25.A – Profils de température obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	63
Figure. IV.25.B – Profils de température obtenus par différents modèles zonaux avec modèle de jet. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	64

Figure. IV.26.A – Profils de température obtenus par différents modèles STARCD. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	64
Figure. IV.26.B – Profils de température obtenus par différents modèles STARCD. (ZHANG et al. 1992). (MORA, 2003).	65
Figure. IV.27.A – Profils de température obtenus par différents modèles CFD, RANS ($k-\epsilon$). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6).	65
Figure. IV.27.B – Profils de température obtenus par différents modèles CFD, RANS ($k-\epsilon$). (Nos résultats avec l'ORIGINE.6).	66
Figure. IV.28- Les plans selon lesquelles la projection en (3D). ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m, y=1.23m, y=1.60m, y=1.80m, y=2.46m, y=2.50m$).	68
Figure. IV.29- Structure de l'écoulement dans la salle, plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$) Avec l'inclinaison du jet de 27° . (REGARD, 1996).	69
Figure. IV.30- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$). Avec l'inclinaison du jet de (27°). (Nos résultats avec Fluent).	69
Figure. IV.31- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$). Avec l'inclinaison du jet de (0°). (Nos résultats avec Fluent).	70
Figure. IV.32- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale $y=1.23 m$, (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).	71
Figure. IV. 33- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale $y=1.60 m$ (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).	71
Figure. IV.34- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale $y=1.23 m, y=1.60 m$ (Numérique CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$)). Avec l'inclinaison du jet de 27° .(Nos résultats avec Fluent).	71
Figure. IV.35- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale $y=1.23 m, y=1.60 m$ (Numérique CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$)). Avec l'inclinaison du jet de (0°). (Nos résultats avec Fluent).	72
Figures. IV.36- Vecteurs de vitesse $Z=5.70m, Z=1.26m$. Avec l'inclinaison du jet de (27°). (Nos résultats avec Fluent).	72
Figures. IV.37- Vecteurs de vitesse $Z=5.70m, Z=1.26m$. Avec l'inclinaison du jet de (0°). (Nos résultats avec Fluent).	73
Figure. IV.38- Contours de vitesse dans un plan horizontale $y=1.80 m$ (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).	74
Figure. IV.39- Contours de vitesse en (cm/s) dans un plan horizontale $y=2.46 m$. (Expérimentale, numérique). (REGARD, 1996).	74
Figure. IV.40- Contours de vitesse, $y=1.21, y=1.60, y=1.80, y=2.46, y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 27° . (Nos résultats avec Fluent).	75
Figure. IV.41- Contours de vitesse, $y=1.21, y=1.60, y=1.80, y=2.46, y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° . (Nos résultats avec Fluent).	76
Figure. IV.42- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats avec Fluent).	77
Figure. IV.43 Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 0° . (Nos résultats avec Fluent).	78
Figure. IV.44- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), Contours de température plan ($y=2.5m, y=1.8m, y=1.23m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 27° . (Nos résultats avec Fluent).	79
Figure. IV.45- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), Contours de température plan ($y=2.5m, y=1.8m, y=1.23m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de (0°). (Nos résultats avec Fluent).	80
Figure. IV.46- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), Contours de température plan ($z=1.26m, z=5.70m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 27° . (Nos résultats avec Fluent).	81
Figure. IV.47- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), Contours de température plan ($z=1.26m, z=5.70m$). Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 0° . (Nos résultats avec Fluent).	81
Figure. IV.48 - Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$) Avec la température des murs de $24^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 27° , l'intensité de turbulence de 20%. (Nos résultats avec Fluent).	83
Figure. IV.49- Les résultats fournis par Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$), plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$) Avec la température des murs de $27^\circ C$, et l'inclinaison du jet de 27° , l'intensité de turbulence de 20%. (Nos résultats avec Fluent).	84

<i>Figure. IV.50 Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.23m$, $y=1.60 m$, et $I=10%$ (numérique). (REGARD, 1996).</i>	85
<i>Figure. IV.51- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.23m$, $y=1.60 m$ et $I=20%$ (numérique). (REGARD, 1996).</i>	85
<i>Figure. IV.52- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.23m$, $y=1.60 m$. Avec la température des murs de $24C^{\circ}$, l'inclinaison du jet de 0°, et l'intensité de turbulence $I=20%$. (nos résultats numérique avec Fluent).</i>	85
<i>Figure. IV.53- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.23m$, $y=1.60 m$. Avec la température des murs de $24C^{\circ}$, l'inclinaison du jet de 27°, et l'intensité de turbulence $I=20%$ (nos résultats numérique avec Fluent).</i>	86
<i>Figure. IV.54- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.23m$, $y=1.60 m$ et $I=20%$ (expérimentale). (REGARD, 1996).</i>	86
<i>Figure. IV.55- Contours de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.80 m$, $y=2.50 m$ et $I=10%$ (numérique). (REGARD, 1996).</i>	86
<i>Figure. IV.56- Contours de vitesse dans un plan horizontale : $y=1.80 m$, $y=2.50 m$ et $I=20%$ (numérique). (REGARD, 1996).</i>	87
<i>Figure. IV.57- Contours de vitesse dans un plan horizontale : $y=2.50 m$, $y=2.46 m$. Avec la température des murs de $24C^{\circ}$, l'inclinaison du jet de 0°, et l'intensité de turbulence $I=20%$ (nos résultats numérique avec Fluent).</i>	87
<i>Figure. IV.58- Contours de vitesse dans un plan horizontale : $y=2.50 m$, $y=2.46 m$. Avec la température des murs de $24C^{\circ}$, l'inclinaison du jet de 27°, et l'intensité de turbulence $I=20%$ (nos résultats numérique avec Fluent).</i>	87
<i>Figure. C.1- Volume de contrôle 2D.</i>	108
<i>Figure. C.2 -Exemple d'un maillage 1D.</i>	109
<i>Tableau. B.1 : Différents types de fermetures basés sur le concept de la viscosité turbulente.</i>	98
<i>Tableau. B.2- Coefficients du modèle $k- \varepsilon$ standard.</i>	105

TABLE DES EQUATIONS

Equation (II.1)	16
Equation (II.2)	16
Equation (II.3)	16
Equation (II.3)	16
Equation (II.4)	16
Equation (II.5)	16
Equation (II.6)	17
Equation (II.7)	18
Equation (II.8)	18
Equation (II.9)	18
Equation (II.10)	18
Equation (II.11)	18
Equation (II.12)	18
Equation (II.13)	19
Equation (II.14)	19
Equation (II.15)	19
Equation (II.16)	19
Equation (II.17)	20
Equation (II.18)	20
Equation (II.19)	24
Equation (II.20)	24
Equation (II.21)	25
Equation (II.22)	25
Equation (II.23)	25
Equation (II.24)	26
Equation (II.25)	26
Equation (II.26)	26
Equation (II.27)	26
Equation (II.28)	26
Equation (II.29)	28
Equation (II.30)	29
Equation (II.31)	29
Equation (II.32)	31
Equation (A.1)	93
Equation (A.2)	93
Equation (A.3)	93
Equation (B.1)	99
Equation (B.2)	99
Equation (B.3)	99
Equation (B.4)	99
Equation (B.5)	99
Equation (B.6)	100
Equation (B.7)	100
Equation (B.8)	100
Equation (B.9)	100
Equation (B.10)	100
Equation (B.11)	101
Equation (B.12)	101
Equation (B.13)	101
Equation (B.14)	101
Equation (B.15)	102
Equation (B.16)	102
Equation (B.17)	102
Equation (B.18)	102
Equation (B.19)	102
Equation (B.20)	103
Equation (B.21)	104

<i>Equation (B.22)</i>	<i>104</i>
<i>Equation (B.23)</i>	<i>104</i>
<i>Equation (B.24)</i>	<i>105</i>
<i>Equation (C.1)</i>	<i>106</i>
<i>Equation (C.2)</i>	<i>107</i>
<i>Equation (C.3)</i>	<i>107</i>
<i>Equation (C.4)</i>	<i>107</i>
<i>Equation (C.5)</i>	<i>107</i>
<i>Equation (C.6)</i>	<i>108</i>
<i>Equation (C.7)</i>	<i>109</i>
<i>Equation (C.8)</i>	<i>110</i>
<i>Equation (C.9)</i>	<i>110</i>
<i>Equation (C.10)</i>	<i>111</i>

NOMENCLATURE

v_x, u	composante de la vitesse suivant l'axe(X) [m /S]
v_y, v	composante de la vitesse suivant l'axe(Y) [m /S]
v_z, w	composante de la vitesse suivant l'axe (Z) [m /S]
u_i	composante de la vitesse [m /S]
U	la vitesse [m/s]
U _i	la vitesse [m /S]
T	température[K]
T ₀	température[K]
ρ	mase volumique [kgm ⁻³]
ρ_0	mase volumique à T ₀ [kgm ⁻³]
C _p	capacité calorifique [wkg ⁻¹ °C ⁻¹]
t	temps [s]
λ_x	la conductivité thermique de fluide selon l'axe(x).
λ_y	la conductivité thermique de fluide selon l'axe(y).
λ_z	la conductivité thermique de fluide selon l'axe(z).
λ	la conductivité thermique de fluide
β	coefficient de dilatation [k ⁻¹]
P	pression [Pa]
μ	viscosité dynamique [kgm ⁻¹ s ⁻¹]
μ_t	viscosité dynamique turbulente [kgm ⁻¹ s ⁻¹]
ε	dissipation de l'énergie cénétique [m ² s ⁻³]
k	énergie cénétique turbulente [m ² s ⁻²]
q'''	sources de chaleur q'apartient le système.
a	diffusivité thermique [m ² s ⁻¹]
g, g _i	gravité [ms ⁻²]
ν	viscosité cinématique [m ² s ⁻¹]
\overline{U}_i	partie moyenne de la vitesse
\overline{T}	partie moyenne de la temperature
u_i'	partie fluctuante de la vitesse
\overline{P}	partie moyenne de la pression

θ	partie fluctuante de la température
ν_t	viscosité cinématique turbulente $[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$
l_m	longueur de mélange $[\text{m}]$
q_p	flux emis par le mur $[\text{kwm}^{-2}]$
A_{Dr}	constante de van Driest (=26)
ΔT	la différence de température entre la paroi et le fluide au point P.
E	constante empirique caractérisant la rugosité de la paroi ($E = 9.81$).
K	la constante de Von Karman (égale à 0.42).
U_*	la vitesse de frottement.
τ_w	la contrainte de cisaillement au mur.
y^+	la distance adimensionnée du point P à la paroi.
ε_p	la valeur de ε au point P.
K_p	calculé à partir de l'équation de transport de K .
R_{ij}	contraintes de Reynolds $[\text{Pa}]$
τ_{ij}	contraintes visqueuses $[\text{Pa}]$
τ_p	contrainte aux parois $[\text{Pa}]$
Ω_n	un volume fini local $[\text{m}^3]$
ϕ	quantité physique quelconque (variable)
ϕ_n	quantité physique élémentaire
δ_{ij}	symbole de kronecker
Γ	le coefficient de la diffusion
Ω	volume de domaine $[\text{m}^3]$
Ω_n	un volume fini local $[\text{m}^3]$
S_ϕ	terme source.
f	Fonction quelconque.
f^c	flux convectif.
f^d	flux diffusif.
α_1, α_2	Coefficients de l'interpolation.
\hat{o}	La couche limite.

Nombres adimensionnels.

Re	nombre de Reynolds
Gr	nombre de Grashoff
Ra	nombre de Rayleigh
Pr	nombre de Prandtl moléculaire
Pr_t	nombre de Prandtl turbulent,
Pe	nombre de Peclet

INTRODUCTION GENERALE ET PROBLEMATIQUE.

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.

Il existe trois approches permettant d'étudier le problème du cheminement de l'air dans un local : 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.

*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 ventilation), 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 à l'aide d'un code de champs (**Computational fluid dynamics CFD**).*

*Nous avons choisi pour atteindre ce but, la modélisation à l'aide du code de champs **Fluent**, dans l'étude de cinq cas.*

*Dans le premier chapitre nous présentons les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (**nodale, zonale et CFD**), qui sont dans notre cas le confort thermique, l'évaluation de l'efficacité énergétique d'un bâtiment, ou de la qualité de l'air au sein d'une zone de celui-ci, il nous faudra évaluer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en mesurant le compromis entre temps de simulation et précision des résultats.*

*La deuxième partie de ce chapitre, représente une synthèse de la recherche bibliographique, qui permettra de résumer les travaux de la recherche réalisés pour atteindre les objectifs des méthodes de modélisation (**nodale, zonale et CFD**). Où on peut constate que les méthodes de modélisation à*

Introduction générale

l'aide d'un code champ (CFD), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison notre étude sera limitée à un local qui fait partie d'un ensemble d'un bâtiment.

*Dans le deuxième chapitre on doit commencer par citer les équations générales gouvernantes qui régissent les écoulements. Et puis, le principe des codes de champs et les différentes approches qui construisent un modèle CFD, on se basant sur le code **Fluent**. Sans oublier les modèles de turbulence en particulier le modèle d'équations (**k-ε**) associé à l'hypothèse de type **Boussinesq**. À la fin de ce chapitre nous mettrons l'accent sur la méthode numérique des volumes finis.*

*Dans le troisième chapitre, nous allons appliquer le code de champs **Fluent**, (**Computational fluid dynamics CFD**), avec les différents modèles de turbulences ; dans des configurations différentes, où dans chaque cas nous allons détailler la géométrie du local, en suite le maillage ce cette dernière avec le mailleur **Gambit**, et puis citer les différents conditions aux limites.*

*Et dans le quatrième chapitre nous allons présenter les différents résultats de la modélisation numérique à l'aide de code de **Fluent**, des locaux soumis à différentes sollicitations. Nous allons étudier cinq cas séparés mais complémentaires, où l'objectif est :*

- *Comparer les résultats obtenus avec les Modèles de Turbulences **RANS (k-ε) RNG**, **RANS (k-ε) Standard**, et **LES**, et montrer la difficulté de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans des configurations complexes à l'aide de code **CFD**.*
- *Satisfaire l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille, par s'effectué des études des même cas plusieurs fois en jouant sur la taille des mailles de grossières vers suffisamment fines.*
- *caractériser la qualité de prédiction des différents modèles de modélisation en comparant leurs résultats aux données expérimentales, en se basant sur le modèle **RANS (k-ε)**, associé à l'hypothèse de type **boussinesq**.*
- *Détermination numérique des zones de confort et d'inconfort, et Illustration virtuellement des mouvements d'air dans un local (la distribution de température et de vitesse).*

Introduction générale

- Prédiction des performances thermo-aérauliques d'un local dans un bâtiment par association de modèle de code de champs **CFD**, avec différents niveaux de finesse. Et améliorer le transfert de chaleur en agissant sur les conditions thermiques de local.

- Etude de la Sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs,..).

Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentaux, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude dans chaque cas, nous avons commencé par une étude comparative en **(2D)**, entre les résultats numériques obtenus à l'aide du code de champs « **Fluent** » avec des différents modèles de turbulences ; **RANS (k-ε) RNG**, **RANS (k-ε) Standard**, et **LES** ; dans des configurations différentes. Et nous avons choisi pour le cas de la géométrie simple le travail de K.BEN NASER (2006), dont la configuration du local est carrée et sans obstacles à l'intérieur du local (simple). Pour le cas de la géométrie complexe, le travail de CHEN (1996). (MORA,2003). Dans les conditions de convection naturelle.

-Puis nous étudierons dans un deuxième temps en **(2D)** aussi, deux cavités ventilées, l'une dans des conditions de convection forcée, cavité de NIELSEN (NIELSEN et RESTIVO, 1978), et l'autre dans des conditions de convection mixte, cavité de ZHANG. (ZHANG et al., 1992).

- Enfin, nous étudierons en **(3D)** une salle de classe, en période d'inoccupation, menée d'un système de ventilation mécanique. Cette étude est réalisée par : REGARD (1996). Quant à la fin de chaque cas, nous regroupons les résultats et les commentaires relatifs à cette étude ayant fait l'objet de cette application.

À la fin de ce travail nous regroupons dans une conclusion générale les résultats obtenus par ce travail en répondant la problématique posée dès le début.

Chapitre I

LA MODELISATION DANS LE BATIMENT

*Dans ce chapitre nous présentons les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (**nodale**, **zonale** et **CFD**), qui sont dans notre cas le confort thermique, l'efficacité énergétique d'un bâtiment, ou la qualité de l'air au sein d'une zone, il nous faudra évaluer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en mesurant le compromis entre temps de simulation et précision des résultats.*

*Dans la deuxième partie de ce chapitre, qui représente une synthèse d'une recherche bibliographique, qui permettra de résumer les travaux réalisés pour atteindre les objectifs des méthodes de modélisation (nodale, zonale et **CFD**), où on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code champ (**CFD**), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison notre étude sera limitée à un local.*

1. le confort thermique a l'intérieur d'un établissement.

1.1. Notions de confort thermique.

Le confort thermique se définit comme la satisfaction exprimée à l'égard de l'ambiance thermique du milieu environnant. Si le confort thermique est souhaitable, il est souvent difficile de l'obtenir dans plusieurs milieux d'occupations. Toutefois, des conditions thermiques inconfortables ne présentent pas nécessairement un risque pour la santé ou la sécurité des occupants puisque l'organisme peut s'adapter dans une certaine mesure aux fluctuations de l'ambiance. (GARDE, 2001).

1.2. Facteurs ayant une incidence sur le confort thermique.

Les principaux facteurs qui régissent les échanges de chaleur entre une personne et son environnement et qui ont une incidence sur son confort thermique sont, d'une part l'activité physique (production de chaleur par le corps), et l'habillement, et d'autre part la température de l'air et ses fluctuations, l'humidité, la vitesse de l'air, la température des objets avec lesquels la personne est en contact, et le rayonnement thermique.

Notant qu'en raison des différences de perception d'un individu à l'autre (l'âge, la taille, ..), il est impossible de déterminer une ambiance thermique qui soit satisfaisante pour tous. Pour cela, on prend les conditions dans lesquelles 80 % ou plus des personnes en bonne santé trouveront une ambiance confortable, comme référence. (GARDE, 2001 ; CHARBONNEAU, 2004).

1.3. Conditions environnementales du confort thermique général.

En réalité la température de l'air ambiant, n'est pas celle qui exprime la notion de confort du corps, cette dernière tient compte de la température, de la vitesse de l'air, et du rayonnement thermique. On l'appelle : la température opératoire de confort. Les vêtements d'intérieur portés l'hiver offrent un degré d'isolation thermique plus élevé que les tenues d'été. C'est pourquoi les températures opératoires de confort varient avec les saisons. En plus les niveaux de température recommandés ne sont que des valeurs moyennes qui peuvent être considérées dans chaque cas particulier. Par ailleurs, les températures et l'hygrométrie étant intimement liés, les conditions de confort seront sensiblement équivalentes s'il y a une augmentation de la température et une diminution du degré hygrométrique ou inversement. Lorsque les températures répondent aux conditions de confort, aucun mouvement d'air minimum n'est nécessaire, pour assurer le confort thermique. Ce mouvement d'air ne devrait pas excéder 0,8 m/s. Dans le cas où il n'y a pas d'échange par rayonnement entre la personne et son environnement (par exemple, absence de rayonnement direct du soleil ou d'une fenêtre froide), on peut considérer que la température opératoire est sensiblement la même que la température de l'air ambiant. (GARDE, 2001 ; CHARBONNEAU, 2004).

1.4. Conditions environnementales du confort thermique local.

Un environnement thermique inégal peut être la source d'inconfort pour certaines parties du corps. Les principales conditions environnementales à maîtriser pour éviter ces situations sont les suivantes :

✚ Différence verticale de la température de l'air.

Dans un local fermé, la température de l'air augmente généralement du plancher vers le plafond. Si la différence de température est plus grande que 3 °C entre les pieds et la tête, il y a alors un risque d'inconfort local.

✚ Asymétrie de la température de rayonnement.

Une différence marquée des températures des surfaces autour d'une personne, ou encore le rayonnement direct du soleil, favorise des échanges asymétriques par rayonnement avec certaines parties du corps. Par exemple, une fenêtre froide ou un plafond chaud peuvent produire un effet de refroidissement ou d'échauffement d'une partie du corps seulement.

✚ Température des planchers.

Pour minimiser le risque d'inconfort au niveau des pieds, il faut veiller à ce que la température des planchers ne soit ni trop chaude ni trop froide.

✚ Courants d'air.

Les courants d'air touchant certaines parties du corps peuvent avoir un effet de refroidissement très inconfortable. La tête et les chevilles sont particulièrement vulnérables. En effet, il serait intéressant de déterminer finement des seuils de vitesse vis à vis de la sensation de confort ainsi que la température ambiante interne. (GARDE, 2001; CHARBONNEAU, 2004).

2. Modélisation dans le bâtiment.

Dans la réalité, le bâtiment, qu'il soit à usage d'habitation ou tertiaire, est un environnement 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 qui sont le soleil, le vent, la température, le taux d'humidité ou les concentrations en éléments polluants.

Aussi toutes ces conditions extérieures dépendent de l'environnement immédiat du bâtiment, de son orientation et de sa localisation. (MORA, 2003). Sauf exceptions, chaque bâtiment est un prototype unique pour lequel l'étude expérimentale de sa conception est irréalisable en pratique. Par conséquent, la

conception des bâtiments, et plus précisément l'évaluation de ses performances doit être assistée par la modélisation des phénomènes physiques.

Les approches réglementaires permettent d'estimer l'efficacité énergétique des bâtiments et de dimensionner grossièrement les systèmes énergétiques et de ventilation de manière à satisfaire des conditions simples dans l'ambiance intérieure dans des conditions extérieures de base en régime permanent. Un grand nombre d'outils de simulation des transferts de masse et de chaleur a été développés pour apporter une information sur l'état des différentes zones et caractériser les transferts entre elles et avec l'extérieur. Ces outils se sont révélés très utiles pour la conception des systèmes énergétiques et de ventilation. Ainsi, des méthodes de modélisation de bâtiment sont réalisées pour bien présenter les phénomènes de transport énergétiques au sein du bâtiment avec différents niveaux de finesse, qui représentent l'objet des récents travaux dans ce domaine (*MORA, 2003; REGARD, 1996; VALLON, 1999*).

Dans ce chapitre, nous détaillons les différents types de modélisation dans le bâtiment en se basant sur celle par code de champs.

2.1. Description des phénomènes.

Les phénomènes intervenant dans le thermique du bâtiment, comme le montre la Figure. I.1, sont :

- les échanges convectifs : entre les parois internes et l'air intérieur, et entre les parois à l'extérieur et l'air extérieur.
- les échanges radiatifs : à grandes longueurs d'ondes (5 à 100 μm) entre le ciel et l'environnement, et entre les parois elles même.
- la réception du flux solaire incident (courtes longueurs d'ondes : 0.3 à 3 μm).
- le flux enthalpique dû à la ventilation (renouvellement d'air) et aux infiltrations.
- les transferts par conduction à travers les parois totalement opaques (au rayonnement solaire) ou vitrées, avec une prise en compte des ponts thermiques. (*DAUTTIN, 1997; MORA, 2003*).

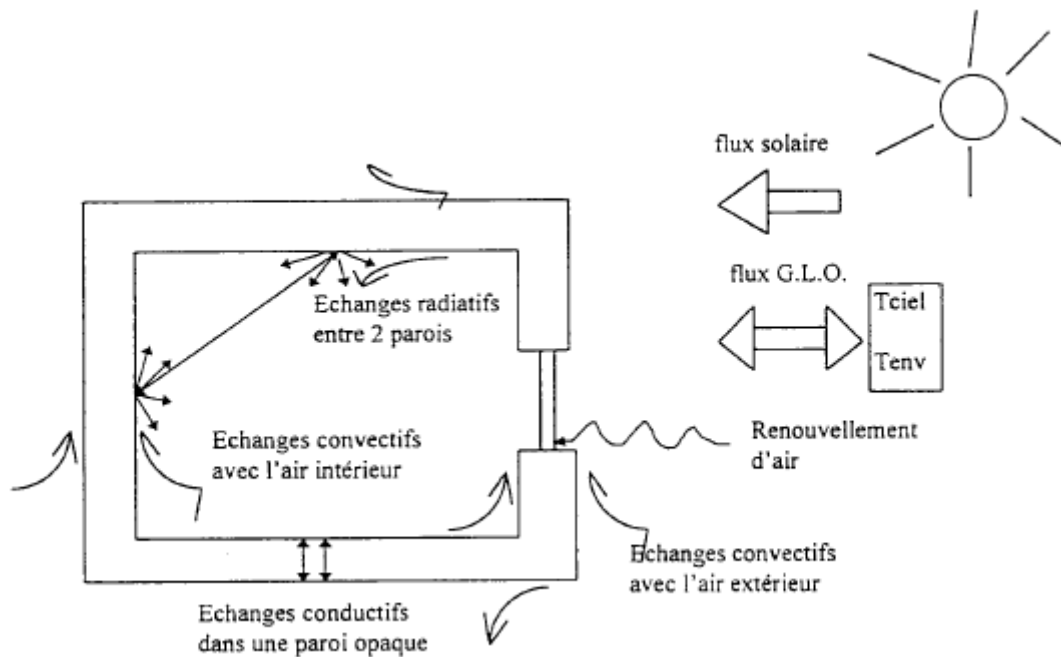


Figure. I.1- Description des phénomènes thermiques dans une cellule.

Dans notre étude on ne s'intéresse qu'aux échanges convectifs entre les parois internes et l'air intérieur à température intérieure moyenne, ainsi qu'au flux enthalpique dû à la ventilation (renouvellement d'air).

2.2. Définition et objectifs de la modélisation.

La modélisation est une représentation virtuelle des phénomènes réels. 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 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. (DAUTIN, 1997).

2.3. Les différents types de modélisation dans le bâtiment.

2.3.1. La modélisation mono zone.

Dans la modélisation mono zone, on considère le bâtiment comme une enceinte dont les caractéristiques internes sont parfaitement uniformes, où la température d'air intérieur supposée uniforme. Du point de vue de la modélisation, cela correspond à un seul nœud d'air. Il s'agit de bâtiments composés d'une seule pièce. Dans ce cas, le comportement de l'ambiance de l'ensemble du bâtiment est représenté par un seul jeu de variables. (*MUSY, 1999 ; MUSY et al., 2001 ; DAUTIN, 1997 ; MORA, 2003*). Parmi les différents outils disponibles, à savoir les deux codes américains **DOE-2**, et **BLAST**, ainsi que le code français **CODYBA**. Dès leur apparition, les différents codes de calcul ont permis des progrès importants en matière de réduction des consommations énergétiques. Néanmoins, ces outils ne permettaient pas de représenter le détail des transferts de masse et de chaleur au sein des bâtiments. (*MORA, 2003 ; DAUTIN, 1997 ; VIRGONE, 2003*).

2.3.2. La modélisation multizone (ou nodale).

Cette approche de modélisation consiste à représenter le bâtiment comme un ensemble de zones idéalisées par un seul nœud de calcul. Ces zones sont reliées entre elles par des éléments permettant la caractérisation des transferts de masse et de chaleur (*MORA, 2003 ; LORENZETTI, 2001-2002 ; DAUTIN, 1997*). Ils existent notamment des codes de simulation multizones permettant de simuler le comportement thermo aéraulique des bâtiments et donnent en général des résultats acceptables. Ces codes sont toutefois contraints par un certain nombre de limitations dans la modélisation des transferts aérauliques en ventilation naturelle. Par ailleurs, une hypothèse problématique dans certains cas est celle de l'homogénéité des températures d'air dans chaque zone. De plus, dans le cas de la simulation d'un espace présentant de grandes ouvertures ou encore du couplage d'un système actif de climatisation avec l'enveloppe en régime dynamique, les résultats de simulation diffèrent de manière importante des résultats expérimentaux. Ces codes ne permettent pas d'accéder à une estimation des vitesses moyennes d'air dans les zones. Ainsi, la modélisation du confort thermique dans les ambiances est problématique dans la mesure où la vitesse d'air est l'un des paramètres les plus influents. (*GARDE, 2001*).

2.3.3. La modélisation par codes de champs

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. Lorsque ces conditions apparaissent, ou que le modélisateur a pour objectif 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 par codes de champs en fonction du niveau de détail souhaité. Les codes de champs quant à eux, donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides. Ils procurent donc une représentation très détaillée de l'environnement intérieur, mais au prix de temps et de ressources de calcul beaucoup plus importants. 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 différentes 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 œuvre des procédures de résolution de différentes variantes des équations de **NAVIER-STOKES** régissant les écoulements de fluides incompressibles en régime turbulent. (*MORA, 2003 ; LORENZETTI, 2001-2002 ; DAUTIN, 1997*).

Notant également que, pour réaliser notre étude, nous avons opté pour le code de champ « **fluent** ».

2.3.4. La modélisation intermédiaire (zonale).

L'approche zonale est un nouveau type de modèles numériques qui sert à simuler l'écoulement de l'air et la distribution de la température au sein d'un local. Il s'agit d'un **modèle intermédiaire** entre **multizone** et modèle (**CFD**), qui divise l'air d'une pièce en plusieurs sous-volumes, elle est bien adaptée pour tenir compte des phénomènes convectifs caractérisant les différents systèmes de chauffage et de climatisation. Cependant cette approche permet d'obtenir une estimation rapide mais relativement grossière des écoulements et des profils de température au sein d'un local. (*RIDER, 2002*).

Cette nouvelle approche a vu le jour, introduisant le concept de modèles zonaux intra zones c'est-à-dire le partitionnement à l'intérieur même d'une zone du bâtiment. Ce type d'approche a pour objet de permettre d'exploiter des modèles obtenus soit de façon expérimentale soit par voie numérique plus fine. Une des premières propositions a été faite par *LEBRUN (LEBRUN, 1970)*, puis étendue par *INARD (INARD et al., 1996)* 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 les quels 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, cette approche 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 proposition 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 (GRELAT, 1987)*, 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. (*MORA, 2003 ; YI LIN, 1999 ; GARDE, 2001*).

3. Simulation dans le domaine de bâtiments :

Au cours de ces dernières décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aéraulique des bâtiments a été développé pour les domaines aussi bien de l'industrie que de la recherche. 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.

3.1. Objectifs à atteindre par la simulation :

- rendre possible la prédiction des champs scalaires et vectoriels des grandeurs physiques caractérisant la qualité d'une ambiance intérieure. Dans le cadre de notre travail, nous étudierons principalement les paramètres nécessaires à l'évaluation du confort thermique (température de l'air, taux d'humidité, vitesse d'air, etc.).

- De développer et valider une large gamme de modèles décrivant les différents phénomènes physiques (qui sont bien souvent couplés entre eux) mis en jeu au sein des bâtiments.

- La flexibilité et la lisibilité des développements. Cette propriété est indispensable à l'évolutivité de l'outil et donc à sa pérennité.

- La portabilité de l'environnement développé vers différents systèmes d'exploitation (ex. UNIX, LINUX, WINDOWS, etc.) est essentielle à la diffusion de l'outil auprès de partenaires.

- permettre l'étude des caractéristiques de l'environnement intérieur à différentes échelles. (*MORA, 2003*).

N'oublions pas que les modèles de simulation sont développés avant tout pour répondre aux besoins des concepteurs et gardons à l'esprit un certain nombre de question à se poser avant, pendant et après tout travail de modélisation :

- A qui est destiné le modèle ou le code de simulation (recherche, développement) ?
- Jusqu'à quel niveau de modélisation doit-on aller (modèle simplifié ou détaillé) ?
- L'outil de modélisation est-il fiable ? A-t-il subi un protocole de validation ?
- A-t-il eu un retour d'expérience de la part de la profession? (GARDE, 2001).

4. Analyse bibliographique.

Tout travail, dans le domaine de modélisation dans les bâtiments a pour but d'étudier le confort thermique des occupants dans leurs environnements (bâtiments), et d'améliorer la qualité de l'air à l'intérieur économisant ainsi l'énergie consommée au niveau de l'enveloppe du bâtiment.

Pour atteindre ces objectifs, beaucoup de travaux ont été réalisés, commençant par les travaux concernant la modélisation des bâtiments (nodale, zonale, à l'aide d'un code de champs), ou bien le couplage entre ces modèles et les codes de champs (CFD), ou encore la comparaison entre plusieurs codes de champs (CFD) eux même (REGARD,1996 ; CHEN,1996 ; DAUTIN,1997 ; YI LIN,1999 ; CHIANG et al.,2000 ; BEAUSOLEIL,2001 ; PARK et al.,2001 ; GARDE,2001, LORENZETTI,2001-2002 ; RIDER,2002 ; CHOW et al., 2003 ; CHEONG et al., 2003 ; MORA,2003 ; LAURE et al., 2004 ; DRURAY et al.,2006 ; BENNASER et al.,2006 ; AHMED DAOUD,2007 ; KONG et al.,2007, QINGYAN, 2008 ; MENGHAO,2008 ; WANG,2009 ; QINGLANG et al.,2009).

NIELSEN (1974) et GADGIL (1980) sont certainement les premiers à avoir appliqué les techniques **CFD** à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, pour le premier, et à l'étude des phénomènes convectifs pour le second (MORA, 2003). Les résultats montrent que les modèles **CFD** sont les plus populaires. Ceux-ci représentent 70% de la littérature dans ce domaine. Et que ces derniers peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, pour des temps de simulation acceptables. Des efforts considérables ont été réalisés afin d'obtenir des modèles plus fiables et plus précis. Il existe une tendance à améliorer leur performance par le couplage des modèles **CFD** avec d'autres modèles de simulation de bâtiment.

En général l'écoulement d'air à l'intérieur du local et surtout quand il s'agit d'une ou plusieurs ouvertures, avec la présence d'une ou plusieurs sources de chaleurs, est en régime turbulent, c'est pour cela que beaucoup de travaux ont visé l'étude de la turbulence et même la comparaison entre ces modèles. (HESCHL et al.,2005 ; CAO,2006 ; JOVRAY et al.,2006).

Récemment, l'intérêt des effets nocifs des polluants gazeux et la qualité de l'air à l'intérieur de local, deviennent plus importants, car la plupart des citoyens passent plus de 90% de leur vie quotidienne dans des environnements fermés. C'est pour cela, beaucoup de travaux ont été réalisés pour la prévision de la concentration des aérosols polluantes (contaminants) et ses dispositions dans les

locaux d'habitation, Parmi ces travaux nous pouvons citer (HYUN *et al.*,2001 ;SVIDT *et al.*,2001 ; GADGIL,2003 ; PITARMA *et al.*,2003 ; TAREQ HUSSEIN,2005 ; SOHN,2006 ; ALVIN, 2006).

Enfin on peut également noter que, la majorité des travaux s'orientent vers les codes de champs (**CFD-Computational fluid dynamics**), et les résultats concernant les études relatives à la thermique des bâtiments montrent que le modèle (**k-ε**), associé à l'hypothèse de type **boussinesq** est le plus utilisé, à cause de sa facilité de mise en œuvre numérique, et des bons résultats obtenus en comparaisons avec ceux expérimentaux. C'est pour cela que, dans ce qui suit, nous utiliserons la modélisation à l'aide d'un code de champ (**CFD**), avec le modèle de turbulence (**k-ε**) associé à l'hypothèse de **boussinesq**. Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentales, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous avons choisi les travaux de :

- *K.BEN NASR (2006)*, a étudié à l'aide d'un code de champs la distribution de la vitesse et de la température dans une enceinte carrée fermée dans les conditions de la convection naturelle (géométrie simple). L'objectif de cet étude était la prédiction de la distribution de température dans un local refroidi par le plafond et chauffé partiellement par l'un des cotés (mur), pour analyser et vérifier les conditions de confort en fonction de la position de la source de chaleur, pour différents valeurs de nombre de **Rayleigh (Ra)**.

- *CHEN (1996)*, Ce dernier a effectué une comparaison entre trois modèles différents des modèles de contraintes de **REYNOLDS**, qui utilisent des équations de transport pour chaque élément du tenseur des contraintes de cette catégorie, et le modèle (**k-ε**) **Standard** dans différentes conditions de convection naturelle, forcée et mixte, ou dans le cas d'un jet impactant sur une paroi du bâtiment. L'étude est en (2D), où le local est en période d'inoccupation, de longueur $L = 2.H$, et largeur $l = H$ (il existe un linteau comme obstacles au milieu du local avec les dimensions $0.05.H$, et $0.3.H$), et des parois verticales chaude T_c , et froide T_f , où les autres parois sont considérés comme des parois adiabatique. (*MORA,2003*).

- *NIELSEN et RESTIVO (1978)*, ont effectué des mesures de vitesses d'air dans un modèle à échelle réduite d'un local parallélépipédique ($H = 893$ mm) dans lequel l'écoulement isotherme est supposé être bidimensionnel. La vitesse d'air à l'entrée de la cellule U_{in} est imposée de façon à ce que le nombre de **REYNOLDS** basé sur la hauteur de la bouche soit $Re = 5000$, conditions de convection forcée d'où $U_{in} = 1502$ m/s. (cavité de *NIELSEN*), (*MORA, 2003*).

-*ZHANG (1992)*, a développé un dispositif expérimental de façon à déterminer quantitativement le comportement moyen et turbulent de l'écoulement d'air dans un local ventilé (*ZHANG et al.,1992*). La cellule expérimentale est équipée d'un plancher chauffant constitué de 48 panneaux contrôlables individuellement de façon à maintenir une température constante et uniforme à la surface du sol et ainsi

contrôler les apports de chaleur à l'air du local. Cette cellule a été construite à l'intérieur d'une chambre climatique afin de maîtriser au mieux les conditions aux limites de l'expérience. La température et la vitesse de l'air ont été mesurées en 205 points différents de la cellule, à l'aide respectivement d'un thermocouple et d'un anémomètre à fil chaud unidirectionnel accompagnés de systèmes d'acquisition des données et de déplacement des sondes contrôlés par ordinateur.

L'air entre avec une vitesse maximale U_{ref} de 1.71 m/s, dans la section du diffuseur ($Re_d = 5800$) à une température T_d de 23,1 C°. La température de surface du plancher T_f est maintenue à 39,7 C° ($Gr = 3.7 \times 10^{11}$), alors que les autres parois du local sont supposées adiabatiques. Dans ces conditions de convection mixte (cavité de *ZHANG*), les mesures ont indiqué que l'écoulement était bidimensionnel au sein de tout le local sauf à proximité du mur opposé à celui du diffuseur. (*MORA, 2003*).

- Enfin, nous étudierons en (3D) une salle de classe, en période d'inoccupation, menée d'un système de ventilation mécanique. L'air entre et sort par des bouches au niveau haut de la salle. Cette étude est réalisée par : *REGARD (1996)*. Dont, leurs expérimentations ont eu lieu dans une véritable salle de classe, en période d'inoccupation. Cette salle de classe, est représentée sur la figure. IV.5, est ventilée mécaniquement. Les bouches d'entrée et d'extraction de l'air ont la spécificité d'être situées sur le même mur, en partie haute, respectivement à 1.12 m et 0.95 m des coins. Il existe un recyclage partiel entre l'entrée et la sortie de l'air, l'air injecté dans la pièce étant réchauffé en saison froide. Un panneau de commande extérieur au local permet de placer le système de ventilation en position arrêt, débit moyen ou débit maximum. A la bouche de soufflage, un profil de vitesse uniforme déduit du débit de renouvellement d'air (1.39 m/s) est imposé, à la température de 24°C. Nous n'avons en effet pas tenu compte des variations spatiales de la température sur les parois, dans un souci de simplification. Par ailleurs les conditions aux limites ont été considérées comme constantes, nous avons imposé en soufflage une intensité de turbulence uniforme et égale à 10%. L'échelle caractéristique de la turbulence a été calculée en prenant comme dimension caractéristique de la bouche de soufflage son diamètre hydraulique. Aux murs, une condition de non glissement est imposée, et la température est uniforme et égale à 24°C. Enfin, à la bouche d'extraction, une condition de type "outlet", a été envisagée. Le maillage employé est cartésien irrégulier, avec resserrement du maillage au voisinage des parois, ainsi qu'au voisinage des bouches de soufflage et d'extraction. La simulation se fait en (3D). (*REGARD, 1996*).

Dans le chapitre suivant, nous mettons en évidence les différentes approches permettant de construire un modèle *CFD*. En se basant sur le code de champ *Fluent*, auquel nous aurons recours pour la suite de notre travail, ainsi que les équations gouvernantes de l'écoulement.

Chapitre II

CODE DE CHAMP ET EQUATIONS GOUVERNANTES

L'étude des phénomènes intervenant dans le thermique du bâtiment consiste à étudier le transfert de chaleur par convection thermique sous ses trois formes, naturelle, forcée, et mixte.

Le système d'équation obtenu traduit la conservation de la masse et de la quantité de mouvement d'air à l'intérieur du local (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie (équations d'énergie). Ce système est souvent trop compliqué à résoudre, et nécessite une résolution à l'aide d'un code de champ.

Il existe un grand nombre de codes CFD disponibles, qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propre à certaines institutions.

*Dans ce chapitre, nous allons détailler les équations générales gouvernantes qui régissent les écoulements. En suites, nous discuterons le principe des codes de champs et les différentes approches qui permettent de construire un modèle **CFD**, en se basant sur le code de champs **Fluent**.*

*Sans oublié les modèles de turbulence en particulier le modèle d'équations (**k-ε**) associé à l'hypothèse de type **boussinesq**. Et à la fin de ce chapitre on présentera le principe de la méthode numérique des volumes finis.*

1. Mise en équations de la convection.

Dans un processus de transfert de chaleur par convection, la résolution du problème passe d'abord par celle du phénomène du mouvement du fluide ; c'est pourquoi, le processus physique s'exprime du point de vue mathématique par un système d'équations différentielles qui comprend l'équation d'échange de chaleur superficiel (**équation de Newton**) et les équations relatives à l'écoulement (**équations de Navier-Sockes, de continuité et d'énergie**).

Dans le cas général, sous forme cartésienne, nous avons :

✚ L'équation de l'énergie.

On déduit cette équation en se basant sur la loi de conservation de l'énergie. Dans le cas général :

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left(\lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \underbrace{\mu \phi + q'''}_{\substack{(1) \quad (2)}} \quad (II.1)$$

(1) représente la fonction de dissipation.

(2) représente les sources de chaleur qu'appartient le système.

✚ Les équations de Navier-Stockes.

Pour résoudre l'équation d'énergie, il faut déterminer d'abord les vitesses v_x , v_y et v_z , ceci nous conduit directement aux équations de **Navier Stockes**, dans le cas général, nous avons :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{F} - \text{grad}(\vec{P}) + \mu \vec{\Delta}V + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{Div}\vec{V}) - \frac{2}{3} \text{Div}\vec{V} \text{grad}(\mu) \quad (II.2)$$

Sous forme cartésienne :

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = \rho F_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right] + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{Div}\vec{V}) - \frac{2}{3} \text{Div}\vec{V} \text{grad}(\mu) \quad (II.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \rho F_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right] + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{Div}\vec{V}) - \frac{2}{3} \text{Div}\vec{V} \text{grad}(\mu) \quad (II.4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho F_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{Div}\vec{V}) - \frac{2}{3} \text{Div}\vec{V} \text{grad}(\mu) \quad (II.5)$$

F_x, F_y, F_z : représentent les projections du vecteur résultant des forces de volume.
(Force de pesanteur).

v_x, v_y, v_z : représentent les projections du vecteur de vitesse selon x, y et z.

P : est la pression, ρ : la densité du fluide, et μ : la viscosité dynamique du fluide.

Pour arriver aux expressions des équations de **Navier Stokes**, on doit tenir compte des forces de pesanteur, des forces de pressions et des forces de frottements. Les équations de **Navier Stokes** permettent de déterminer la répartition des vitesses à l'intérieur du fluide. Elles font intervenir cependant la pression comme une nouvelle inconnue et donc il est nécessaire d'avoir une quatrième équation qui est l'**équation de continuité** (loi de conservation de masse).

✚ L'équation de continuité.

$$\frac{D\rho}{dt} + \nabla[\rho \cdot \vec{V}] = 0 \quad \text{Ou bien,} \quad \frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.6})$$

Toutes ces équations (d'énergie, de continuité et de Navier Stokes) régissent l'écoulement du fluide dans un local. La résolution de ces équations permet de trouver la répartition des vitesses et de la température au voisinage de l'interface **paroi-fluide** (la couche limite) et donc la distribution des températures et des vitesses.

1.1. Hypothèses de simplification.

Dans le cadre de notre travail, on se limitera, aux :

- Ecoulements dans les **milieux continus** ou **écoulements continus**.
- Un champ de force volumique uniforme (**champ de gravitation terrestre uniforme**), qui est le seul champ agissant sur l'élément de volume. Tous les autres champs magnétiques sont négligeables.
- Un fluide **newtonien**.
- La densité ρ vérifie l'**hypothèse de boussinesq. (Voir Annexe -A-)**.
- Les parois et les murs (matériaux) sont considérés comme des **milieux isotropes**.
- Un fluide **monophasique pur**, le fluide est l'air, et ses propriétés physiques à l'intérieur du local sont calculées à la température moyenne de la zone d'occupation.
- l'air est considéré comme un **fluide incompressible (ou isochore)**, où **la masse volumique est considérée constante**.
- Le fluide (l'air) est considéré obéir la loi de gaz parfait.
- l'écoulement dans un régime **stationnaire (permanent)**.
- Ecoulements **laminaires, turbulents**.
- L'écoulement **turbulent** est **isotrope**, loin de paroi. (Au voisinage des parois l'hypothèse d'isotropie de la turbulence n'est plus valable).

Ainsi les équations (II.1), (II.3), (II.4), (II.5), et (II.6), deviennent :

Pour l'équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.7})$$

Pour l'équation de l'énergie, dans le cas où le système comporte des sources de chaleur, alors :

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q''' \quad (\text{II.8})$$

Sinon, dans le cas où le système est sans sources de chaleur, nous avons:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.9})$$

Où : $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ qui représente la diffusivité thermique.

Pour les équations de **Navier Stokes**, nous avons:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.10})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \beta g \rho_0 (T - T_0) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.11})$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.12})$$

Les équations (II.7), (II.8), (II.9), (II.10), (II.11), et (II.12), sont les équations gouvernantes d'écoulement dans le cas où le régime est **permanent**.

2. Couche limite turbulente.

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.

2.1. 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.

2.2. Considérations générales.

2.2.1. Décomposition de Reynolds et équations moyennes.

Puisque la résolution directe n'est pas accessible, l'alternative classique est la résolution du champ d'écoulement moyen dans le temps (*RANS*). Cette technique consiste à écrire chaque paramètre de l'écoulement turbulent comme la somme d'une composante moyenne et d'une composante fluctuante : c'est la décomposition de **Reynolds**.

- La moyenne d'ensemble :

Soit f une quantité à la position \vec{x} et à l'instant t , la moyenne d'ensemble est défini comme, si on effectue (N) fois la même expérience, c'est-à-dire le même phénomène dans le même lieu, et on moyenne les données obtenues, on obtient la formule :

$$\overline{f(\vec{x},t)} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N f^{(i)}(\vec{x},t) \tag{II.13}$$

Cet opérateur vérifie les propriétés suivantes :

$$\begin{aligned} \overline{f + g} &= \overline{f} + \overline{g} \\ \overline{\alpha f} &= \alpha \overline{f} \\ \overline{\overline{f}} &= \overline{f} && \text{Avec } \alpha = cte \\ \overline{f \cdot g} &= \overline{f} \cdot \overline{g} \\ \frac{\partial \overline{f}}{\partial t} &= \overline{\frac{\partial f}{\partial t}} \text{ et } \frac{\partial \overline{f}}{\partial x_i} = \overline{\frac{\partial f}{\partial x_i}} \end{aligned} \tag{II.14}$$

- Moyenne temporelle :

La moyenne temporelle est définie pour une seule expérience, une seule quantité à une position fixée .et Pour les cas stationnaires.

$$\langle f(\vec{x}) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(\vec{x},t) dt \tag{II.15}$$

- La décomposition statistique binaire :

Soit une quantité $f(\vec{x},t)$ On peut la décomposer en deux parties distinctes :

$$f = \overline{f} + f' \tag{II.16}$$

Où : \overline{f} Est la partie moyenne (d'ensemble)

f' Est la partie fluctuante

Alors :

$$\begin{aligned}
U_i &= \overline{U}_i + u_i \\
P &= \overline{P} + p \\
T &= \overline{T} + \theta
\end{aligned}
\tag{II.17}$$

Où: \overline{U}_i , \overline{P} et \overline{T} sont les composantes moyennes et u_i , p et θ les composantes fluctuantes. On a évidemment $\overline{u_i} = 0$, $\overline{p} = 0$ et $\overline{\theta} = 0$. (HAMMAMI, 2005 ; IBRIR, 2006).

2.2.2. Les équations moyennées de l'écoulement turbulent.

On introduit cette décomposition dans les équations gouvernantes de l'écoulement. En suite on effectue une opération de moyenne sur ces dernières, afin d'obtenir les équations des grandeurs moyennes suivantes:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_i} &= 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \\
\overline{U}_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_i} &= -\frac{\partial \overline{P}}{\rho_0 \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\nu \overline{D}_{ij} - \overline{u_i u_j}) - Bg_i (\overline{T} - T_0) \\
\overline{U}_j \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} (a \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} - \overline{u_i \theta_j})
\end{aligned}
\tag{II.18}$$

De nouvelles inconnues apparaissent donc dans ces équations. Ce sont les corrélations doubles de fluctuation vitesse-vitesse et vitesse-température appelées respectivement tenseur de Reynolds et flux thermique turbulent. Pour la fermeture de ce système d'équations, deux possibilités se présentent pour la modélisation de ces termes supplémentaires, soit directement à partir des grandeurs connues, soit à l'aide des équations supplémentaires à résoudre. (HAMMAMI, 2005 ; IBRIR, 2006).

3. Principes des codes de champs.

Les codes de champ, ou codes **CFD (Computational Fluid Dynamics)**, permettent de résoudre numériquement les équations régissant les mouvements d'un fluide c'est-à-dire les équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie. Certains codes permettent également de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein d'un fluide.

Il existe un grand nombre de codes **CFD** disponibles, pour notre travail, nous avons choisi le code de champs **Fluent** (commercialisé par **Fluent Incorporated, version 6.1**), ce dernier permet en effet de répondre à nos besoins de calcul.

3.1. Différentes approches permettent de construire un modèle CFD.

Pour construire, un modèle *CFD*, il y a plusieurs étapes :

- 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 constitue un 'modèle'.

- La prescription des conditions aux limites.
- La sélection de méthodes numériques pour obtenir une solution approchée
- Le traitement des résultats.

3.1.1. Géométrie.

La géométrie tridimensionnelle du scénario modélisé est tout d'abord construite : elle est représentée par un ensemble de surfaces qui correspondent au confinement de l'espace, c'est-à-dire représentent les murs des pièces, les sols, les plafonds. Dans le cas où le local n'est pas fermé, mais a des ouvertures extérieures, celles-ci seront aussi représentées par des surfaces sur lesquelles seront imposées des conditions aux limites qui décriront l'influence de ce qui se passe à l'extérieur du domaine de calcul sur ce qui se passe à l'intérieur de ce dernier.

3.1.2. Maillage.

La notion de maillage est la première tâche dans une modélisation numérique (discrétisation du domaine de calcul), repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes Ω_n élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles, associés à des nœuds de discrétisation, qui sont les points des résolutions des équations discrètes. C'est-à-dire de passer d'un espace indéfini à un espace bien défini. Ces points peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leurs centres ou encore sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée. (Voir figure. II.1). Il existe différents types de maillage qui correspond à des mailles ou éléments de formes différentes. D'une part, il y a :

Des maillages structurés :

Composés d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine. Parmi ceux-ci, on trouve :

-**Des maillages rectilignes** : pour lesquels les formes curvilignes de la géométrie sont représentées

approximativement par des escaliers.

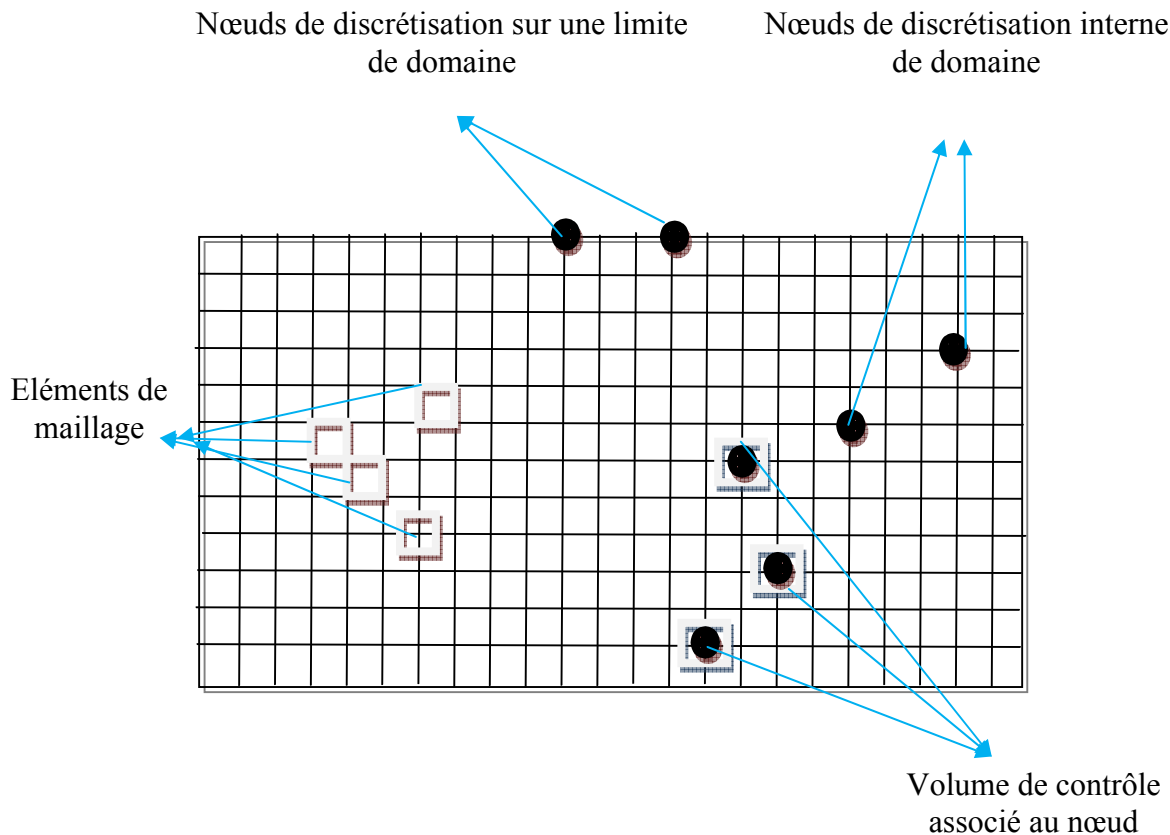


Figure II.1. Illustration de la notion de maillage.

-Des maillages **'body-fitted'** : qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie.

✚ Des maillages non structurés :

Qui comprennent des éléments de formes diverses, pouvant être complexes. En conséquence, il n'apparaît pas de lignes directrices dans les maillages non structurés.

- Les maillages non structurés sont d'usage plus flexible.
- ils peuvent suivre les courbures des surfaces définissant la géométrie et donc être appliqués à tout type de bâtiment.
- il est possible de diminuer la taille des mailles à certains endroits (comme par exemple où se trouve la source de chaleur), sans trop augmenter le nombre des mailles dans le reste du domaine.

A l'inverse, les maillages structurés conviennent plutôt aux bâtiments 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.

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 forme du maillage varie d'un outil à l'autre.

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

Dans le code de champs **Fluent**, la création de la géométrie ainsi que le maillage se font sous le progiciel «**Gambit**». Ce mailleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées, ils existent trois types de maillages du point de vue de la forme de la cellule: maillage triangulaire, maillage quadratiques, et mixte (triangulaire/quadrilatères). L'utilisation d'un maillage triangulaire induirait un surplus du nombre de cellules par rapport aux cellules quadrilatères, d'où le besoin de plus de ressources et de temps de calcul. Cependant, notre géométrie est assez simple où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie. (*FLUENT, 1995-2000*).

3.1.3. Modèles de turbulence.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème : on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Ils existent également trois grandes catégories de modèles de turbulence qui sont des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques. Et 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-Stocks equations). (Voir **Annexe –B-**). (*REGARD,1996 ;MARTHY,2001; MORA,2003 ;HAMMAMI,2005 ;CAO,2006 ;GOBEAU,2006*).

Pour notre simulation en régime turbulent, nous allons utiliser les trois modèles : la simulation à grandes échelles (**L.E.S**), et les modèles moyennés de Reynolds (**RANSE**) (**k-ε**) **RNG**, et (**k-ε**) **Standard**, qui sont basés sur des méthodes statistiques de fermeture en un point. Et on a utilisé beaucoup plus le modèle **K-epsilon standard à deux équations** de transport qui est le plus utilisé à cause de ses avantages, et qui donne, en général, de bons résultats dans les configurations simples. (Voir l'**Annexe –B-**).

✚ Avantages de la méthode de fermeture à deux équations.

- 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.

Nous allons maintenant expliciter ci-dessous les deux équations k et ε régissant ce modèle.

✚ Equation de l'énergie cinétique turbulente.

Elle est obtenue à partir de l'équation de tension de Reynolds écrite pour $i=j$, Ainsi l'équation s'écrit finalement :

$$\boxed{\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G - \varepsilon \\ P_k &= \overline{-u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad \text{et} \quad G = -g \beta \overline{u_i \theta} \end{aligned}} \quad (\text{II.19})$$

La production de la turbulence par cisaillement de l'écoulement moyen (P_k), la production par la force de flottabilité (G) et finalement la dissipation (ε).

✚ Equation de la dissipation.

La première étape de la modélisation est l'étude de l'ordre de grandeur des différents termes qui composent les équations de la turbulence. Dans cet écoulement on considère deux niveaux de tourbillons : Les gros tourbillons dont les dimensions caractéristiques sont de l'ordre du domaine géométrique et les tourbillons dissipatifs de Kolmogorov.

L'équation de la dissipation est plus difficile à obtenir. Elle est donnée par :

$$\varepsilon = \overline{\nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)} \quad (\text{II.20})$$

On dérive l'équation de transport des fluctuations de vitesse par rapport à (x) . On multiplie par $\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k}$ et on moyenne l'expression obtenue. L'équation résultante après quelques arrangements peut être mise sous la forme (en explicitant les termes du deuxième membre), L'équation intégrale de ε s'écrit:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \\
 & \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{v} \frac{\partial k}{\partial x_k} - 2\nu \overline{\frac{\partial p}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_i}} - \overline{u_k \varepsilon'} \right) \quad \text{Diffusion} \\
 & - 2\nu \overline{\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right)} \quad \text{Production Par interactions avec} \\
 & - 2\nu u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k} \right) \quad \text{l'écoulement moyen} \\
 & - 2\nu g_i \beta \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad \text{Production due aux forces de volumes} \\
 & - 2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k}} \quad \text{Interaction entre gradients de } u \\
 & 2\nu^2 \overline{\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j}} \quad \text{Dissipation de } \varepsilon
 \end{aligned} \tag{II.21}$$

L'équation fait ainsi apparaître de nombreux termes qu'il faut estimer. Pour cette modélisation, il convient de réaliser tout d'abord, une étude d'ordre de grandeur et de ne modéliser que ceux des termes qui sont dominants. On globalise en général les deux contributions du terme de diffusion et on les modélise à l'aide du premier gradient :

$$\overline{-u_j \varepsilon'} - 2\nu \overline{\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} \frac{\partial p}{\partial x_k} \right)} = \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \tag{II.22}$$

Dans l'équation intégrale de ε , les termes d'interaction interne au mouvement d'agitation et de destruction visqueuse de la dissipation sont d'ordre plus élevés que les autres termes en $Re^{1/2}$ et sont de préférence modélisés ensemble pour éviter que l'équation ne dégénère. On suppose qu'ils correspondent globalement à une destruction de la dissipation. Cette destruction est contrôlée par la cascade d'énergie et se fait donc lors d'une constante de temps des grosses structures k/ε . On écrit ainsi :

$$-2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k}} + 2\nu^2 \overline{\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j}} = -C_{2\varepsilon} \varepsilon \frac{\varepsilon}{k} \tag{II.23}$$

Par ailleurs, il reste à modéliser les termes de production par couplage avec le mouvement moyen et le champ de température. Pour le premier, on suppose que l'anisotropie de la dissipation est proportionnelle à celle du tenseur des contraintes turbulentes soit :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(C_{1\varepsilon} \frac{\overline{u_i u_j}}{k} + C_{1\varepsilon}' \delta_{ij} \right) \varepsilon \quad (\text{II.24})$$

Signalons que des études plus récentes en proche paroi ont démontré que l'anisotropie du tenseur de dissipation, peut être importante et même supérieure à celle du tenseur de Reynolds. Cependant avec l'hypothèse ci-dessus, on obtient :

$$-2\varepsilon_{ij} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = C_{1\varepsilon} P_k \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.25})$$

Où P_k est le terme de production retrouvé aussi dans l'équation de k :

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \quad (\text{II.26})$$

Ceci revient à supposer que la production de la dissipation est proportionnelle à celle de k à une constante de temps près, celle des grosses structures k/ε .

Pour le terme de production par le champ de température un raisonnement analogue donne :

$$-2\nu g_i \beta \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = C_{3\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.27})$$

Où G_k est identique au terme de production dans l'équation de k par les forces de volumes.

Finalement on obtient l'équation suivante :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} C_{1\varepsilon} (P_k + G) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \quad \text{et} \quad G_k = -g \beta \overline{u_i \theta} \quad (\text{II.28})$$

Les productions P_k et G_k sont identiques à celles trouvées pour l'équation de k mais majorées par la constante de temps des grandes structures : k/ε . (REGARD,1996 ;XU et al., 2000 ; GASPARD,2003 ; CHEONG et al. ,2003 ;HESCHL et al., 2005;HAMMAMI, 2005 ;CAO, 2006).

3.1.4. Critère de choix d'un modèle.

La multiplicité des modèles présentés est une indication qu'aucun d'eux ne présente une sérilité absolue pour la qualité des résultats qui s'en déduisent. Le modèle le plus couramment utilisé est le

système d'équations ($k-\epsilon$) associé à l'hypothèse de type **boussinesq**. Le raison de ce choix est la plupart du temps sa facilité de mise en oeuvre numérique. D'autre part, si les résultats obtenus ne sont pas toujours parfait, ils sont rarement très fortement erronés. Le modèle complet est relativement peu utilisé à cause des difficultés numériques. De plus, l'amélioration, des résultats n'est pas toujours assurée. Actuellement, les meilleurs compromis semblent s'orienter vers l'utilisation des modèles algébriques. Dans ce travail, nous avons opté pour le modèle *(k-ε) standard*, puisque tous les travaux effectués à ce jour montrent que ce dernier permet d'obtenir des résultats très satisfaisants. (COUSTEIX, 1989).

4. Conditions aux limites.

Les conditions aux limites sont définies pour définir un problème qui résulte en une solution unique, et de prendre en compte les événements qui sont extérieurs au domaine ou se produisent à la frontière du domaine mais qui influencent ce qui se passe dedans.

Ainsi, les conditions aux limites pour les calculs incluent les écoulements d'air, qui entrent ou sortent du domaine par les portes, fenêtres ou autres ouvertures. Il peut même être d'ailleurs important d'identifier toute fuite susceptible de modifier le comportement de l'écoulement et d'influencer le mouvement d'air chaud au sein du local (ou bâtiment). Concernant les transferts de masse, quantité de mouvement et chaleur au niveau des parois, et pour spécifier les transferts de chaleur aux parois, en général, soit la température des parois, soit le flux de chaleur aux parois est fixé. Il est aussi parfois possible de fixer une température extérieure au domaine et un coefficient de transfert de chaleur du matériau qui constitue la paroi pour permettre une représentation plus réaliste. Les propriétés thermiques des matériaux ne sont toutefois pas toujours connues.

4.1. La loi de paroi.

La structure de l'écoulement le long de la paroi verticale présentée sur la figure. II.2, est caractérisée essentiellement par l'épaisseur de la couche limite dynamique (δ) et celle de la couche limite thermique (δ_t) ainsi qu'un extremum de profil de vitesse verticale se situant toujours dans la couche thermique (zone motrice). L'écoulement comprend généralement trois régions présentant l'équilibre entre d'une part, la poussée d'Archimède et d'autre part, soit avec les forces de cisaillement généralement d'origine visqueuse (la couche interne) ou soit celles d'inertie (couche externe) ou bien entre les forces visqueuses et les forces d'inertie (pour $Pr \gg 1$).

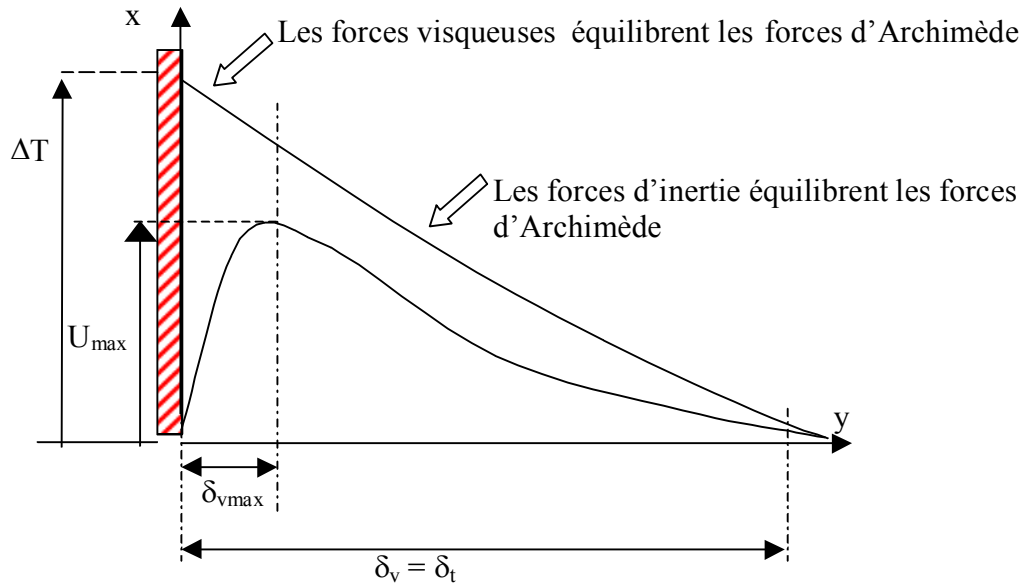


Figure. II. 2- Représentation schématique du comportement de la couche limite ($Pr \leq 1$).

Il est à noter que si un modèle moyenné de turbulence est utilisé, des lois de paroi sont appliquées pour prendre en compte les effets de la turbulence près des parois qui ne sont pas résolus par le modèle. Au voisinage des parois l'hypothèse d'isotropie de la turbulence n'est plus valable. 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 vitesse est longitudinalement 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 plaque plane. La vitesse longitudinale du fluide au point P voisin du mur est donnée par (avec les notations de la figure II.3)

$$\frac{U}{U_*} = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \tag{II.29}$$

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 :

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

Où τ_w est la contrainte de cisaillement au mur :

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial U}{\partial y} \right|_{y=0}$$

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

$$y^+ = \frac{\rho U_* \Delta y_P}{\mu} \tag{II.30}$$

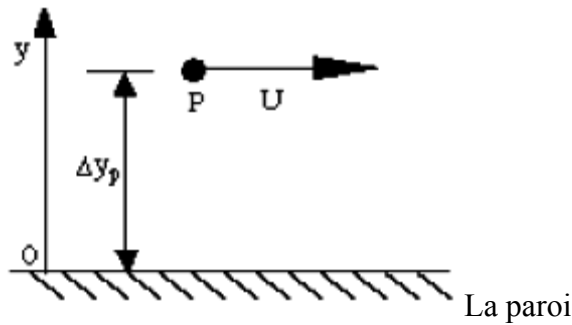


Figure. II.3- Notation au voisinage de la paroi

ε_P est la valeur de ε 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 :

$$\frac{\lambda (\Delta T / \Delta y_P)}{q_w} = \frac{1}{k y^+} \frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \ln(E y^+) + \frac{1}{y^+} \left(\frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \right)^{5/4} \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A_{Dr}}{k} \right)^{1/2} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} - 1 \right) \tag{II.31}$$

Avec :

λ : la conductivité thermique de fluide

ΔT : 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. Les événements qui se déclenchent à l'intérieur du domaine, tels qu'une source volumique de chaleur ou une source surfacique de chaleur, ou encore une présence d'un radiateur. (REGARD, 1996). Reste à noter que, mal définir des conditions aux limites peut avoir un impact important sur la solution obtenue.

5. Méthodes numériques.

La dynamique des fluides est établie à partir des théorèmes généraux de la mécanique des systèmes matériels et des principes de la thermodynamique. L'analyse peut être conduite à deux échelles différentes : l'une, relative à un volume macroscopique de fluide, appelé volume de contrôle, convient à l'ingénieur qui recherche une solution globale et approchée ; l'autre analyse, qui s'applique à un volume élémentaire de fluide à l'intérieur du volume de contrôle, conduit à des équations aux dérivées partielles qui ne peuvent être généralement intégrées que par un recours à des méthodes numériques. Les champs des grandeurs caractéristiques du fluide sont alors connus dans le volume de contrôle. La plupart des méthodes numériques 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. Le code de champs **Fluent** est basé sur l'une de ces méthodes qui est la méthode des volumes finis. (Voir l'Annexe –C-).

5.1. Le bilan (le système algébrique).

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

$$a_p^{n+1} \phi_p^{n+1} = a_w^{n+1} \phi_w^{n+1} + a_e^{n+1} \phi_e^{n+1} + a_s^{n+1} \phi_s^{n+1} + a_n^{n+1} \phi_n^{n+1} + a_b^{n+1} \phi_b^{n+1} + a_f^{n+1} \phi_f^{n+1} + a_p^n \phi_p^n + b$$

ou

(II.32)

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

a et b : 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, les 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** 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 auquel 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.

Les schémas numériques qui permettent de discrétiser les équations physiques sur le maillage peuvent avoir une influence sur les résultats. Ainsi, un schéma numérique de premier ordre cause ce qu'on appelle de la diffusion numérique, c'est-à-dire qu'il produit un effet artificiel similaire au phénomène physique de diffusion. Le mélange se trouve surestimé ce qui conduit à des distributions de température et de concentrations des quantités d'air plus uniformes. Cet effet est d'autant plus important que la taille des mailles est grande. Des schémas numériques d'ordre plus élevé permettent d'éviter ce problème. Toutefois, ces schémas sont plus instables numériquement et il peut donc être difficile d'obtenir une solution. En général, plus l'ordre du

schéma numérique est élevé, plus les résultats seront précis mais aussi plus le schéma sera instable numériquement ce qui peut rendre l'obtention d'une solution.

6. Traitement des résultats.

Un post-processeur permet de traiter les données. Il permet au moins de visualiser les contours des variables et les vecteurs vitesses dans des plans. Il peut aussi éventuellement, selon le post-processeur, permettre d'identifier les enveloppes correspondant à une valeur donnée d'une variable, évaluer la valeur moyenne de concentrations des composants d'air (si nécessaire) et la distribution de température dans un espace donné ; calculer la visibilité d'un occupant évoluant dans l'espace, extraire les valeurs de température des parois pour transmettre à un code d'analyse de résistance des structures. 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**, **Fieldview**, **MatLab**, et **l'Origine.6**.

Nous avons choisi parmi eux **l'origine.6**, pour traiter nos résultats dans les chapitres suivants.

Chapitre III

APPLICATION DE CODE DE CHAMPS A DES CAS PARTICULIERS

*Dans ce chapitre, nous allons appliquer le code de champs **Fluent**, dans cinq cas séparés mais complémentaires, avec les différents modèles de turbulences, dans des configurations différentes.*

Où dans chaque cas nous allons détailler la géométrie du local, en suite le maillage de cette dernière, et puis citer les différentes conditions aux limites.

*Commençant par une étude comparative entre les résultats numériques obtenus à l'aide du code de champs « **Fluent** » avec des différents modèles de turbulences ; **RANS (k-ε) RNG, RANS (k-ε) Standard, et LES** ; dans deux configurations différentes. Puis une deuxième étude, où on fait varier la taille des mailles pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille, dans des conditions de convection forcée et mixte.*

*Et à la fin de ce chapitre nous étudierons en **(3D)**, un local ventilé, en période d'inoccupation pour étudier la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites.*

1. Etude comparative entre les Modèles de Turbulences dans des configurations différentes à l'aide de code de champs Fluent.

Nous avons effectué dans un premier temps une étude comparative entre les résultats numériques obtenus à l'aide du code de champs « *Fluent* » avec des différents modèles de turbulences ; *RANS (k-ε) RNG*, *RANS (k-ε) Standard*, et *LES* ; dans des configurations différentes.

Et nous avons choisi pour le cas de la géométrie simple le travail de *K.BEN NASR (2006)*, et pour le cas de la géométrie complexe, le travail de *CHEN (1996)*. (*MORA,2003*).

1.1. Cas de la géométrie simple.

K.BEN NASR (2006), a étudié la distribution de la vitesse et de la température dans une enceinte carrée fermée (géométrie simple), menée d'une source de chaleur. Le cas le plus rencontré dans la littérature, est considéré comme le plus simple à étudier, malgré sa complexité pour certaines applications spécifiques. Il s'agit d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte fermée chauffée ou refroidie par l'un des cotés de l'enceinte. L'objectif de cet étude de *K.BEN NASR (2006)*, est la prédiction de la distribution de température dans un local à géométrie simple refroidi par le plafond et chauffé partiellement par l'un des cotés (mur), pour analyser et vérifier les conditions de confort en fonction de la position des sources de chaleur. Le choix de ce cas, est motivé par l'existence des données numériques permettant la validation des résultats obtenus dans notre travail, ainsi que la géométrie simple du local étudié.

1.1.1. Description du local étudié.

La configuration du local dans ce cas est carrée et sans obstacles à l'intérieur du local (simple), où ce dernier est refroidi par le plafond et chauffé partiellement par l'un des cotés (mur). (Voir figure.III.1). Dont les propriétés thermo-physiques de l'air s'écoulant à l'intérieur du local sont prises à la température moyenne.

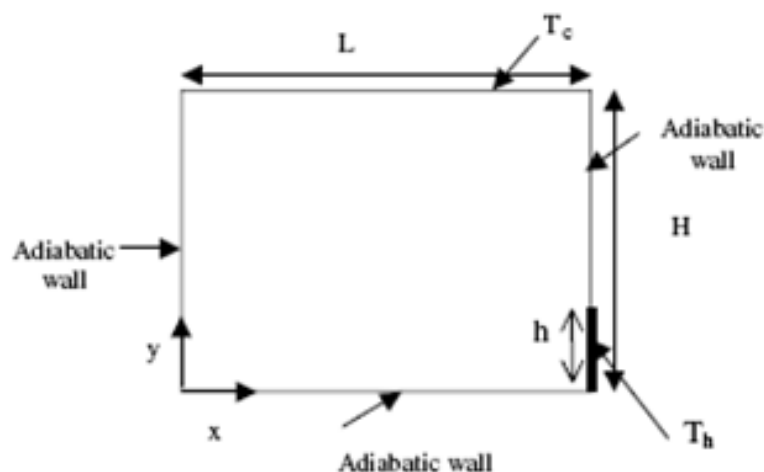


Figure.III.1– Description du premier cas traité. (*BEN NASR,2006*).

1.1.2. Maillages.

Nous avons utilisé le maillage quadratique qui est un maillage structuré composés d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine, qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Pour de taille de 40x40 (Voir figure.III.2).

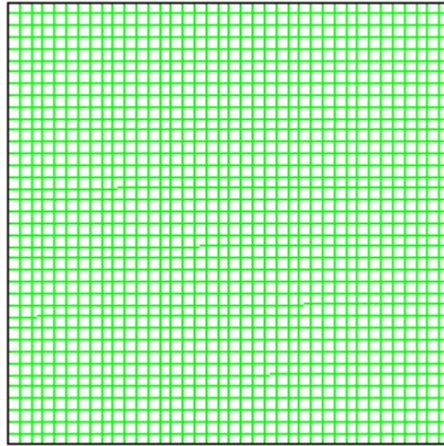


Figure.III.2- maillage 40x40, du local étudié, cas de la géométrie simple. (K.BEN NASR, 2006).

1.2. Cas de la géométrie complexe.

CHEN (1996), a effectué une comparaison entre trois modèles différents des modèles de contraintes de REYNOLDS, qui utilisent des équations de transport pour chaque élément du tenseur des contraintes de cette catégorie, et le modèle $(k-\epsilon)$ *Standard* dans différentes conditions de convection naturelle, forcée et mixte, ou dans le cas d'un jet impactant sur une paroi du bâtiment.

Dans cet exemple, nous avons utilisé le code *Fluent* pour simuler le comportement dynamique et thermique de l'enceinte en se limitant dans le cadre d'utiliser *RANS (k-ε) RNG*, *RANS (k-ε) Standard*, et *LES*, dans les conditions de convection naturelle. Où notre intention était la comparaison entre ces trois modèles différents, dans les deux géométries simple et complexe.

1.2.1. Description du local étudié.

Pour ce cas, nous avons une enceinte, de longueur $L = 2.H$, et largeur $l = H$, avec un linteau au milieu du local avec les dimensions $0.05.H$, et $0.3.H$, et avec des parois verticales chaude $T_c = 300\text{ K}$, et froide $T_f = 291\text{ K}$, où les autres parois sont considérés comme des parois adiabatique (Voir figure.III.3).

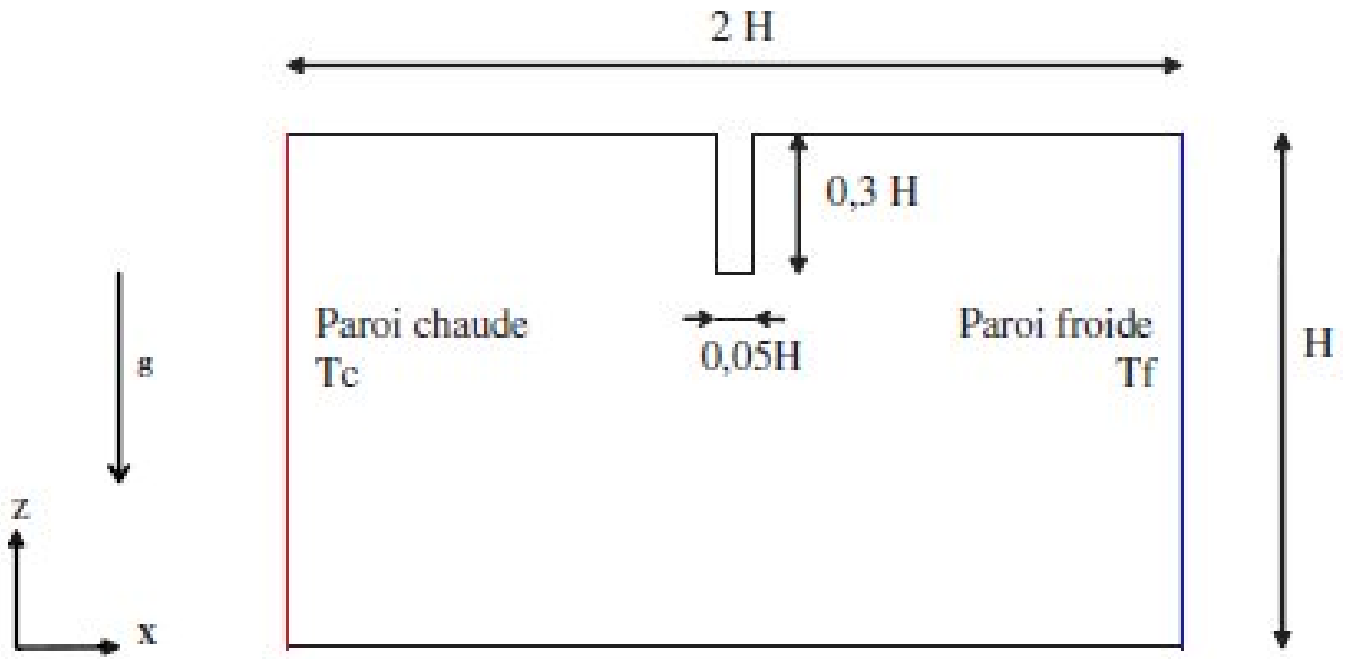


Figure.III.3– Description du cas traité. CHEN (1996). (MORA,2003).

1.2.2. Maillages.

Nous avons utilisé comme le premier cas le maillage quadratique, pour de taille de 100×100 (Voir figure.III.4).

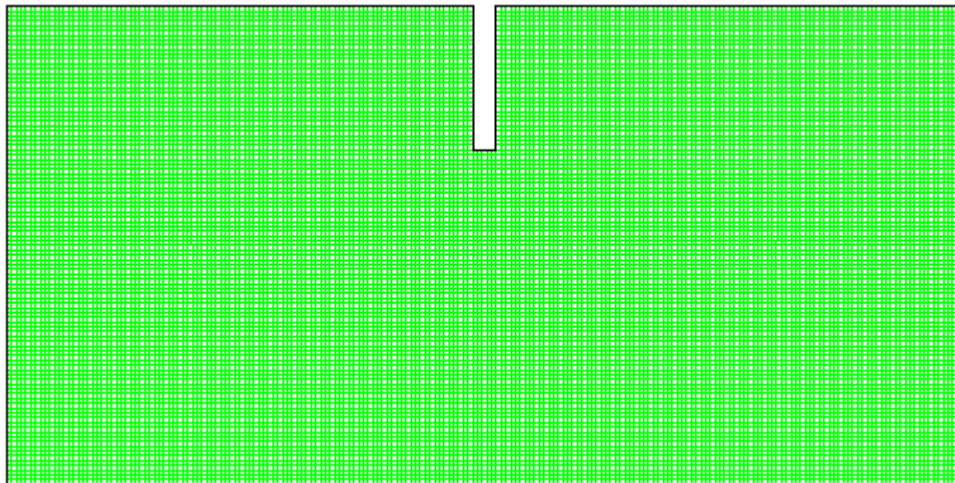


Figure. III.4- maillage 100×100 , du local étudié, cas de la géométrie complexe CHEN (1996). (MORA ,2003).

2. Application du modèle RANS ($k-\epsilon$), sur des maillages grossiers et suffisamment fins, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.

2.1. Cas de la convection forcée.

Nous étudierons dans un premier temps une cavité ventilée, dans des conditions de convection forcée (cavité de *NIELSEN et RESTIVO, 1978*). Dans cet exemple, nous avons utilisé le code **Fluent** pour simuler le comportement dynamique et thermique de l'enceinte. Ensuite, nous avons validé nos résultats à l'aide de ceux de (*NIELSEN et RESTIVO, 1978*).

Notre intention était d'atteindre aux buts, suivants :

- l'application de modèle **RANS ($k-\epsilon$)**, avec des maillages grossiers.
- l'application de modèle **RANS ($k-\epsilon$)**, sur des maillages suffisamment fins, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.
- La comparaison entre les prédictions de divers modèles, permettant d'appréhender les détails de l'écoulement d'air dans un local ventilé, et le modèle **(CFD) Fluent** (avec le modèle de turbulence **RANS ($k-\epsilon$)**, associé à l'hypothèse de type **boussinesq**), à des données expérimentales fournies par *NIELSEN et RESTIVO (1978)*.
- caractériser la qualité de prédiction de ces différents modèles en comparant leurs résultats aux données expérimentales.

Les divers modèles utilisés dans la comparaison sont :

- les modèles zonaux ont été implantés dans l'environnement de simulation **SPARK**.
- les résultats des modèles numériques obtenus à l'aide du code de calcul commercial **STARCD**. (*MORA2003*).
- Nos résultats obtenus à l'aide du code **Fluent (CFD)** avec le modèle de turbulence **RANS ($k-\epsilon$)**, associé à l'hypothèse de type **boussinesq**.

2.1.1 .Description du local étudié.

Nous avons effectué un étude d'un modèle à échelle réelle d'un local parallélépipédique ($H= 3m$, $L=3*H$), dont la géométrie est équivalente à celle de *NIELSEN*, dans lequel l'écoulement isotherme est supposé être bidimensionnel, avec les mêmes conditions aux limites, à savoir La vitesse d'air à l'entrée de la cellule, $U_{in} = 0.447$ m/s, est imposée de façon à ce que le nombre de Reynolds basé sur la hauteur de la bouche soit égale à : $Re = 5000$ (convection forcée).

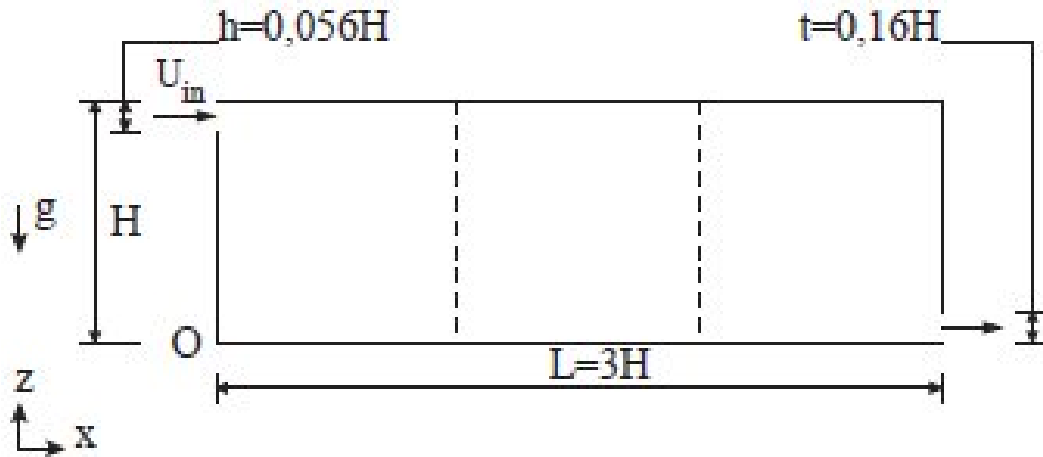


Figure.III.5 – Description du local étudié.

Notre intention était de caractériser la qualité de prédiction du code de champs *Fluent* avec les deux autres modèles, en comparant leurs résultats aux données expérimentales, et numériques utilisant les autres modèles, en appliquant des maillages, suffisamment fin et grossière, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.

Nous avons effectué des simulations de ce dispositif expérimental à l'aide des modèles *RANS* (*k-ε*) pour différents maillages s'étendant de 6x6, 10x10, 40x40 à 100x100. Où, seul les maillages 40x40 et 100x100 à bénéficiés d'un raffinement suffisant des mailles adjacentes aux parois pour assurer la résolution de la couche limite satisfaisant au critère d'applicabilité des lois de parois.

2.1.2. Maillages.

Nous avons utilisé le maillage quadratique qui est un maillage structuré composés d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine, qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Pour des tailles s'étendant de 6x6, 10x10, 40x40 à 100x100. (Voir figure .III.6)

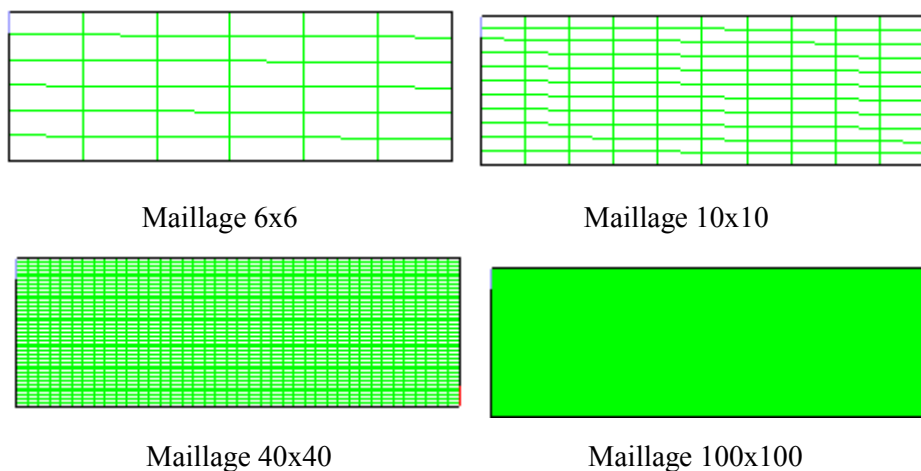


Figure.III.6 - différent maillage.

2.2. Cas de la convection mixte.

Nous étudierons dans un deuxième temps une cavité ventilée, chauffée par un plancher chauffant, dans des conditions de convection mixte. Le dispositif expérimental a été développé par ZHANG, (ZHANG *et al.*, 1992) (MORA, 2003). Nous avons utilisé le code **Fluent** pour simuler le comportement dynamique et thermique de l'enceinte. Ensuite, nous avons validé nos résultats à l'aide de ceux de (ZHANG *et al.*, 1992) (MORA, 2003). Nous détaillerons les prédictions de profils de vitesses et températures le long de trois sections verticales du local. Nous voulons à travers cette étude :

- De comparer les prédictions de vitesses et températures d'air obtenues par des modèles zonaux implantés dans l'environnement de simulation **SPARK**, et des modèles numériques ont été obtenus à l'aide du code de calcul commercial **STARCD**, et les modèles numériques de code de champs **Fluent (CFD)**, (avec le modèle de turbulence **RANS (k-ε)**, associé à l'hypothèse de type **boussinesq**), à des mesures expérimentales fournies par (ZHANG *et al.*, 1992). Pour caractériser la qualité de prédiction de ces différents modèles. (MORA, 2003)
- Ainsi que, l'application de modèle **RANS (k-ε)**, avec des maillages grossiers, et suffisamment fins, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.

N.B : Dans les modèles zonaux conventionnels la prédiction de l'écoulement est basée sur une loi en puissance mettant en relation le débit massique d'air traversant une facette du maillage et la différence de pression de part et d'autre de cet élément. AXLEY (2001) a proposé une méthode permettant de dépasser une limitation majeure des modèles zonaux conventionnels dont la proposition d'AXLEY (2001) fait l'hypothèse que la chute de pression au sein du local est le résultat uniquement des effets du frottement de l'air avec les parois. L'écoulement traversant chaque face des cellules du maillage est alors déterminé en considérant le transfert des contraintes de cisaillement venant de la paroi la plus proche. Les deux modèles zonaux conventionnels et d'AXLEY, peuvent se voir associer un modèle spécifique pour le traitement d'un écoulement moteur tel qu'un jet par exemple. Le modèle de jet permet de caractériser l'évolution de la dimension du jet et du profil de vitesse transversale en fonction de la distance (X), par rapport à l'origine du jet proche de la bouche de diffusion d'air. (MORA, 2003).

2.2.1. Description du local étudié:

Le local étudié dans ce cas est un local parallélépipédique ($H = 2.44 \text{ m}$, $L=5.79 \text{ m}$), dont la géométrie est équivalente à celle de *ZHANG*, dans lequel l'écoulement est supposé bidimensionnel (voir figure.III.7). Le local est équipé d'un plancher chauffant à température constante et uniforme. L'air entre avec une vitesse maximale $U_{ref}=1.71 \text{ m/s}$, dans la section du diffuseur ($Re_d = 5800$) à une température $T_d = 23,1 \text{ C}^\circ$. La température de surface du plancher T_f est maintenue à $39,7 \text{ C}^\circ$. ($Gr = 37 \times 10^{11}$). Alors que les autres parois du local sont supposées adiabatiques. Dans ces conditions la convection est mixte.

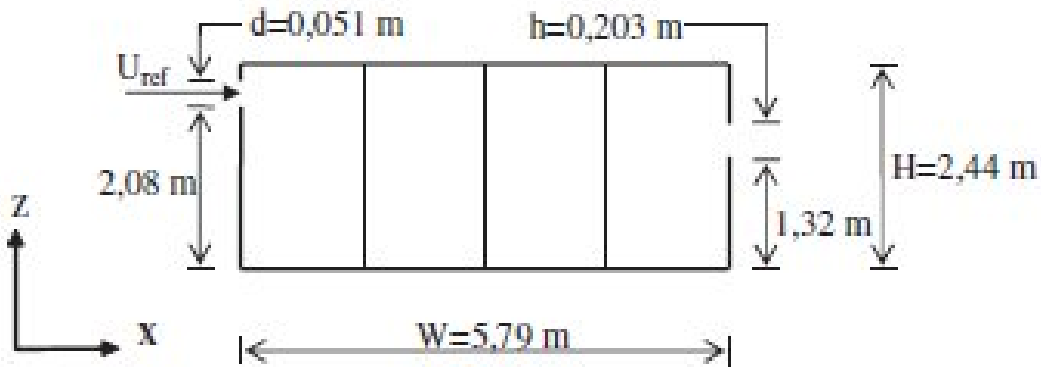


Figure.III.7 – Description du local étudié.

Nous avons effectué une simulation de ce dispositif expérimental à l'aide de modèle **RANS (k-ε)** pour différents maillages grossière et suffisamment fin, s'étendant de 8x8, 10x10, 15x15 à 73x57.

2.2.2. Maillages.

Nous avons utilisé comme dans le cas de convection forcée, le maillage quadratique qui est un maillage structuré. Pour des tailles s'étendant de 8x8, 10x10, 15x15 à 73x57. (Voir figure.III.8)

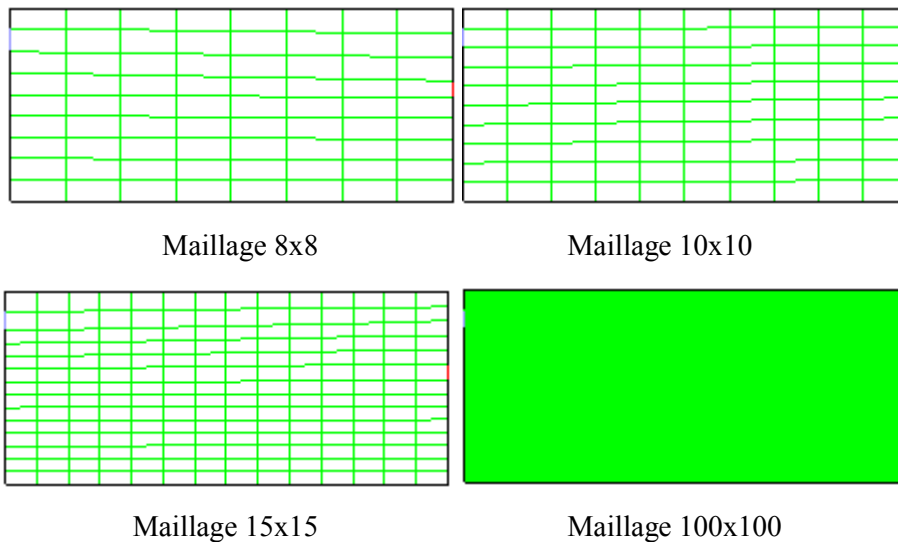


Figure.III.8- Différent maillage.

3. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, et l'intensité de la turbulence).

3.1. Application.

Nous étudierons dans un troisième temps en (3D), un local ventilé, en période d'inoccupation (pas d'obstacles à l'intérieur du local sauf une armoire à l'extrémité du local). Cette étude est réalisée par : *REGARD (1996)*. Dont, notre intention était :

- Réalisation d'une simulation numérique en (3D), des mouvements d'air dans une salle de classe par détailler les prédictions des profils de vitesses et températures, où les résultats sont confrontés à des résultats expérimentaux (site réel).
- L'étude de la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local (l'inclinaison de la bouche de 0° à 27°), le type des murs (la température de mur 24°C , puis 27°C), et l'intensité de la turbulence ($I=10\%$, puis 20%).
- juger l'aptitude d'un code CFD à décrire les mouvements de l'air et à évaluer la qualité de l'air, en confrontant résultats numériques et résultats expérimentaux.

3.2. Description du local étudié.

Nous étudierons en (3D) les mouvements d'air dans une salle de classe, en période d'inoccupation, menée d'un système de ventilation mécanique. L'air entre et sort par des bouches au niveau haut de la salle, qui ont la spécificité d'être situées sur le même mur, respectivement à 1.12 m, et 0.95 m des coins. Cette salle de classe est décrite sur la figure.III.9. Les résultats numériques obtenues sont confrontées avec les résultats numériques et expérimentaux fournies par: *REGARD (1996)*. Nous avons effectué une simulation de cette classe à l'aide de modèle *RANS (k- ϵ) RNG*.

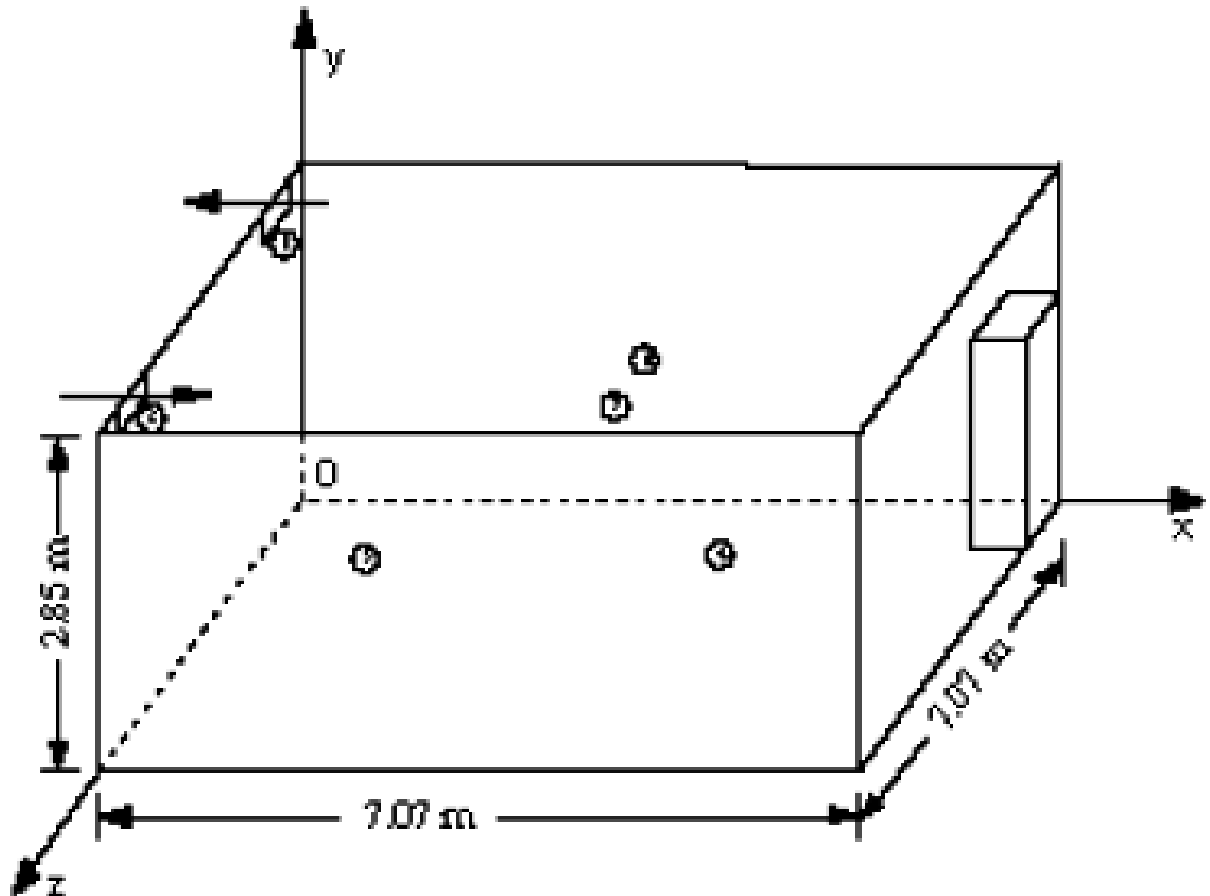


Figure. III.9- Description du local. (REGARD, 1996).

3.3. Conditions aux limites.

Les conditions aux limites de l'expérience ont été considérées comme constantes. Où nous n'avons pas tenu compte des variations spatiales de la température sur les parois, dans un souci de simplification.

- A la bouche de soufflage, un profil de vitesse uniforme déduit du débit de renouvellement d'air (1.39 m/s) est imposé, à la température de 24°C, avec un jet de soufflage incliné de (27°), puis horizontal (0°) par rapport au plafond.
- A la bouche d'extraction, une condition de type "outlet" a été envisagée.
- Nous n'avons pas mesuré les caractéristiques turbulentes de l'écoulement. Mais nous avons imposé en soufflage une intensité de turbulence uniforme et égale à 10% dans le premier cas puis 20% pour la deuxième. L'échelle caractéristique de la turbulence a été calculée en prenant comme dimension caractéristique de la bouche de soufflage son diamètre hydraulique D_h .
- Aux murs, une condition de non glissement est imposée, et la température est uniforme et égale à 24°C, puis 27°C.

3.4. Maillages.

Nous avons utilisé de maillage cartésien régulier quadratique qui est un maillage structuré, pour des tailles de maillage de (51x27x52). La simulation se fait en (3D). (Voir figure.III.10).

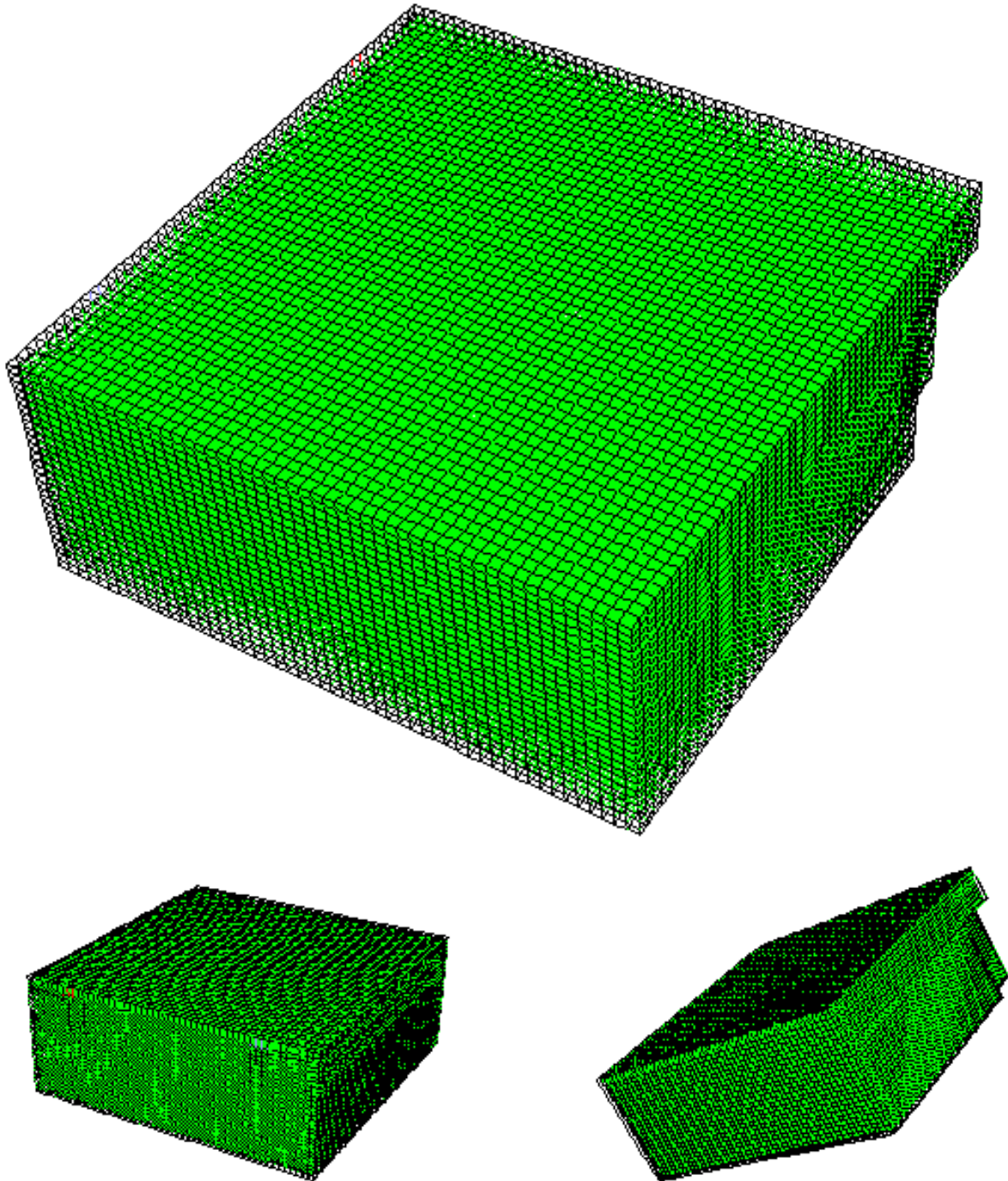


Figure.III.10 – maillage du local (51x27x52).

Dans le chapitre suivant nous montrons le genre des résultats obtenus par *Fluent*, en termes de prédiction de l'allure de l'écoulement, les profils et les vecteurs de vitesse, ainsi que les contours de températures au sein de chaque local, et valider ces résultats par données expérimentales mesurées.

Chapitre IV

RESULTATS ET COMMENTAIRES

Dans ce chapitre, nous allons résumer les résultats obtenus à l'aide du code de champs Fluent et les modèles de turbulences **LES** et **RANS (k-ε)**, associé à l'hypothèse de **boussinesq** et ceci aux cas évoqués dans le troisième chapitre. Rappelons que notre objectif, dans ce travail, est d'effectuer :

- Une étude comparative entre les modèles de turbulences RANS (k-ε) RNG, RANS (k-ε) Standard, LES et DNS. En montrant la difficulté de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans des configurations complexes à l'aide de code CFD.
- L'application du modèle RANS (k-ε) sur des maillages grossiers et suffisamment fins, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.
- Caractérisation de la qualité de prédiction des différents modèles de modélisation en comparant leurs résultats aux données expérimentales, en se basant sur le modèle RANS (k-ε) associé à l'hypothèse de type boussinesq.

Ces études nous permettrons également de :

- Déterminer numériquement les zones de confort et d'inconfort et d'illustrer virtuellement les mouvements de l'air dans le local (la distribution de température et de vitesse).
- Améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du local (fermé ou ouvert) en agissant sur les conditions thermiques de local.
- Prédire les performances thermo-aérauliques d'un local dans un bâtiment à travers l'étude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs,..).

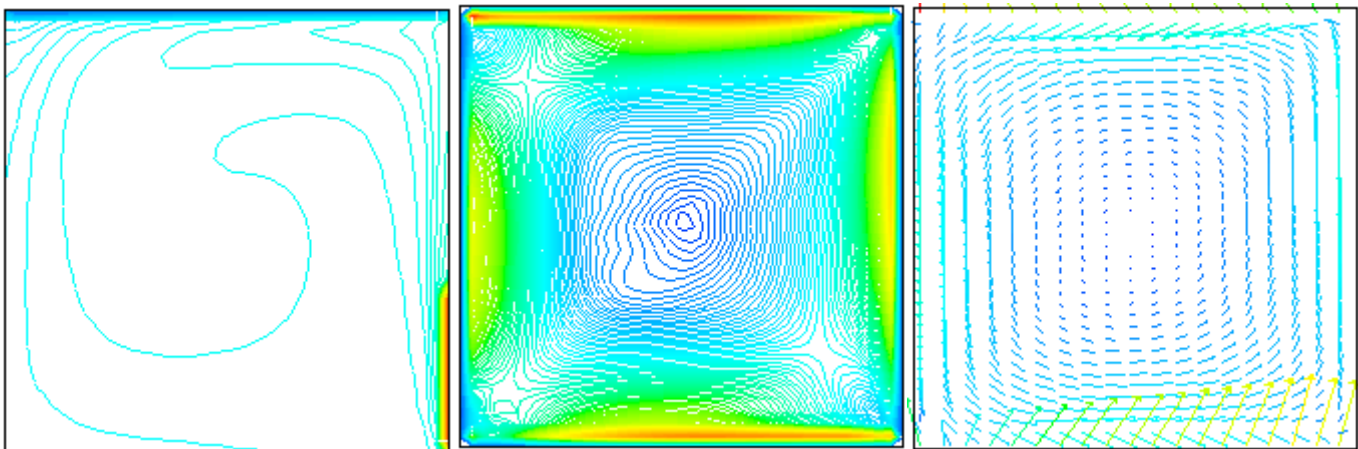
1. Etude comparative entre des Modèles de Turbulences dans des configurations différentes à l'aide du code de champs Fluent.

Nous allons présenter, dans ce qui suit, les différents résultats obtenus, en particulier l'allure de l'écoulement et le profil des vitesses de l'air, à l'aide du code *Fluent* avec les différents modèles de turbulence *RANS (k-ε) RNG*, *RANS (k-ε) Standard* associé à l'hypothèse de type *boussinesq* et le modèle *LES*.

1.1. Profils de vitesses et profils de température.

Les figures ci-dessous montrent une comparaison des profils de vitesses et de températures de l'air ainsi que les vecteurs de vitesses obtenus à l'aide des différents modèles de turbulences. La comparaison montre que les trois modèles utilisés sont en bon accord et ceci pour les deux géométries simple et complexe (voir chapitre 3).

1.1.1. Résultats obtenus dans le cas de la géométrie simple.

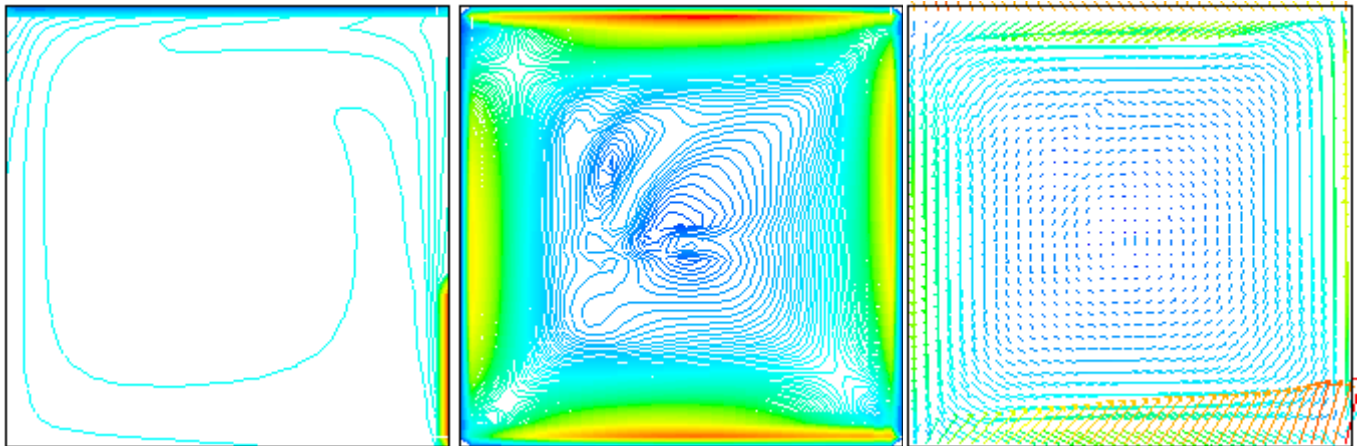


Contours de température

Contours de vitesses

Vecteurs de vitesse

Figure. IV.1– Écoulements obtenus avec le modèle *RANS (k-ε) Standard* (Nos résultats).



Contours de température

Contours de vitesses

Vecteurs de vitesse

Figure. IV.2– Écoulements obtenus avec le modèle **RANS** ($k-\epsilon$) **RNG** (Nos résultats).

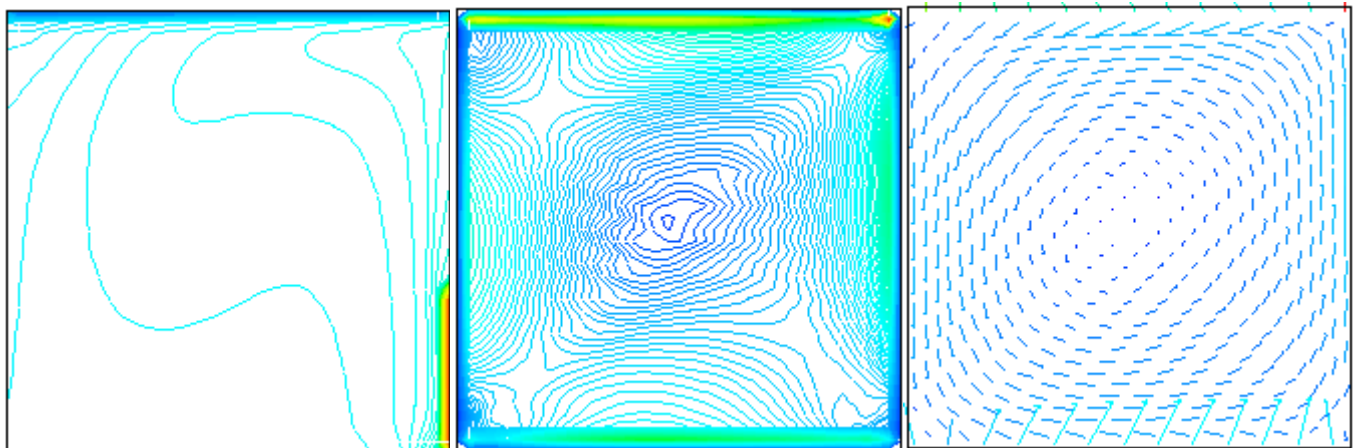


Figure. IV.3– Écoulements obtenus avec le modèle **LES** (Nos résultats).

Les résultats obtenus par *K.BEN NASR* sont représentés sur la figure. IV.4. On peut voir les vecteurs de vitesses et les contours de températures au sein du local.

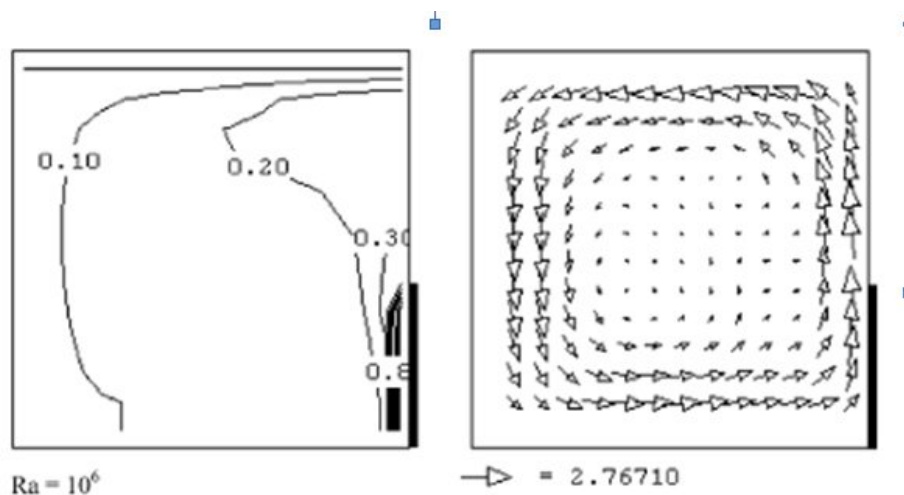


Figure. IV.4- Prédiction numérique de la distribution de température et des vecteurs de vitesses à l'intérieur du local avec le modèle CFD. (K.BENNASR, 2006).

1.1.2. Résultats obtenus dans le cas de la géométrie complexe.

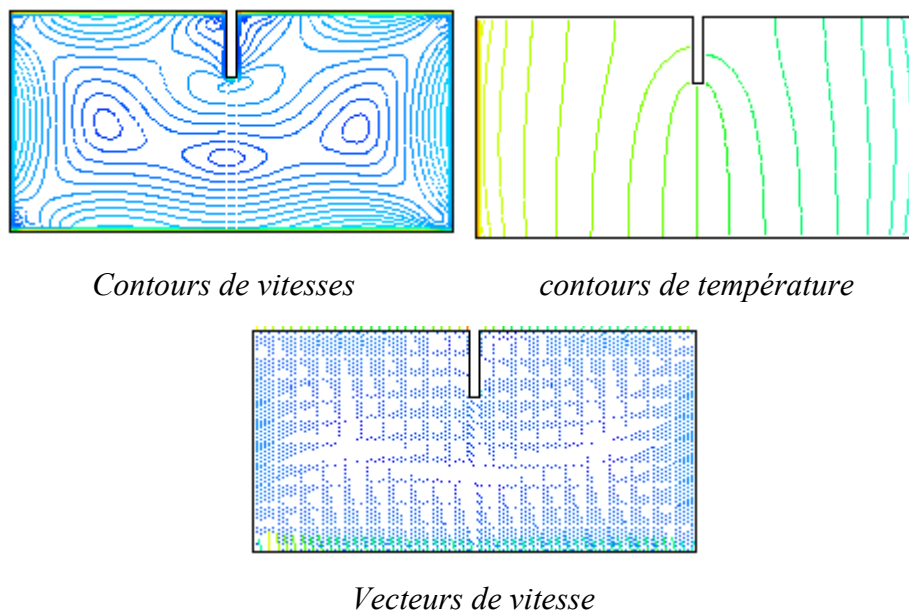


Figure. IV.5– Écoulements obtenus avec le modèle **RANS** (**k-ε**) **RNG** (Nos résultats).

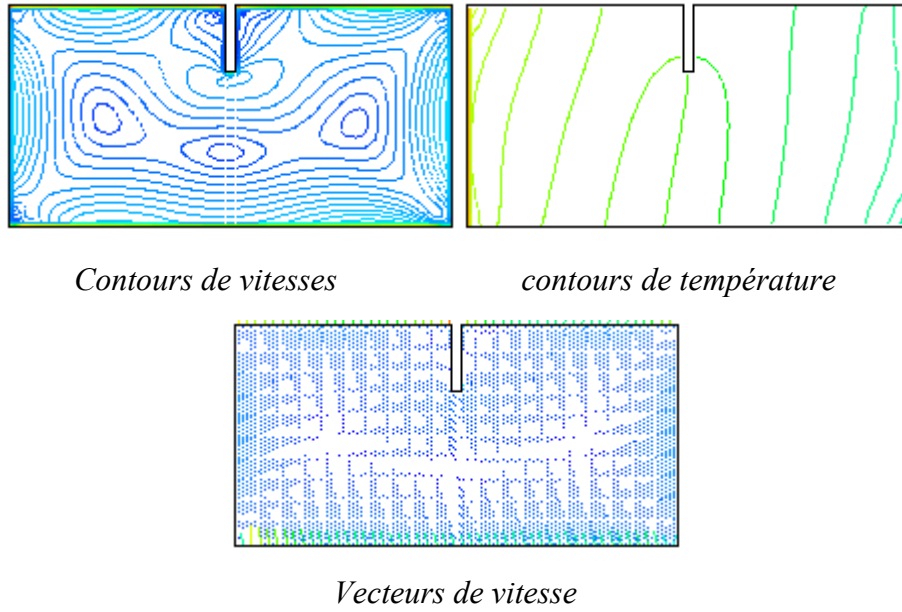


Figure. IV.6– Écoulements obtenus avec le modèle **RANS** ($k-\varepsilon$) **Standard** (Nos résultats).

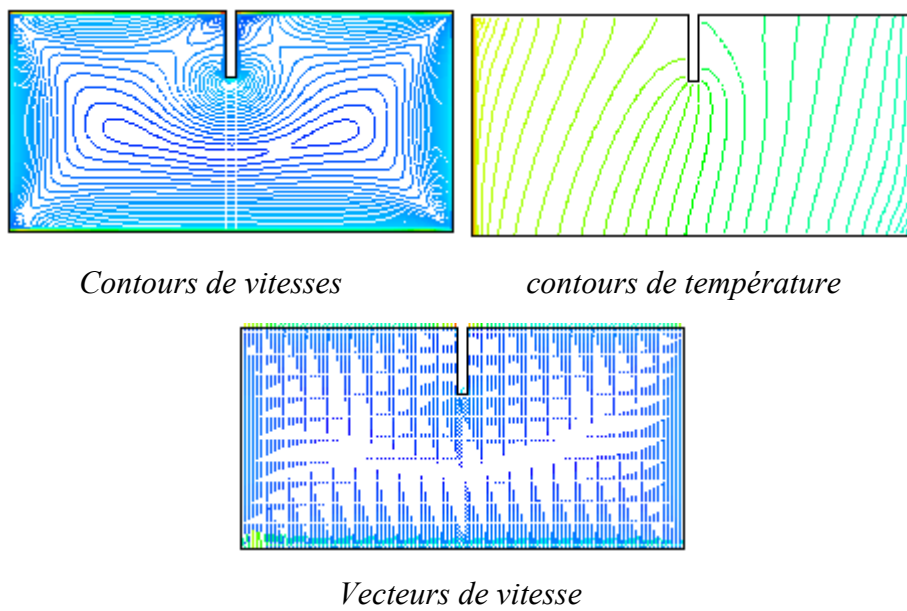


Figure. IV.7– Écoulements obtenus avec le modèle **LES** (Nos résultats).

1.2. Analyse des résultats.

En analysant les résultats obtenus, dans le cas de la géométrie simple, on peut constater que l'air s'écoule en suivant la géométrie de la cavité car l'écoulement développé est pleinement laminaire. Pour cette raison, la forme de cet écoulement est circulaire et centrée au milieu. Nos résultats sont similaires à ceux obtenues par *K.BEN NASR*, beaucoup plus pour le modèle *LES* (Voir figures IV.1, IV.2, IV.3, et IV.4).

Par contre dans le cas de la géométrie complexe le linteau provoque la turbulence et l'air ne suit plus la géométrie de la cavité au moins au niveau de ce dernier. On constate, alors, que le comportement général est presque identique, sauf que pour ce deuxième cas, on remarque l'apparition de deux centres distincts et ceci pour les distributions de température, des vitesses et des lignes de courants. (Voir figures. IV.5, IV.6, et IV.7).

Et, on peut observer, sur les figures IV.8, IV.9, IV.10, et IV.11, la difficulté de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans cette configuration complexe à l'aide de code *Fluent* avec les différents modèles de turbulence *RANS (k-ε) RNG*, *RANS (k-ε) Standard* associé à l'hypothèse de type *boussinesq*, et le modèle *LES*.

Les figures montrent les profils de température obtenus au droit du linteau ($X = x/H = 1$, $Z = z/H = 1/2$). Nous observons des différences notables sur la prédiction de la droite de stratification entre le méthode *LES* (toujours assez proches) et les méthodes *RANS (k-ε) RNG*, *RANS (k-ε) Standard*. Nous observons une dispersion importante sur les résultats des modèles *RANS*, dans les couches limites au niveau du sol et du linteau dans le cas de la géométrie complexe, la chose qui ne peut pas être remarquée dans l'autre cas, où on peut bien observer la facilité de prédire correctement le phénomène de convection naturelle dans cette configuration simple.

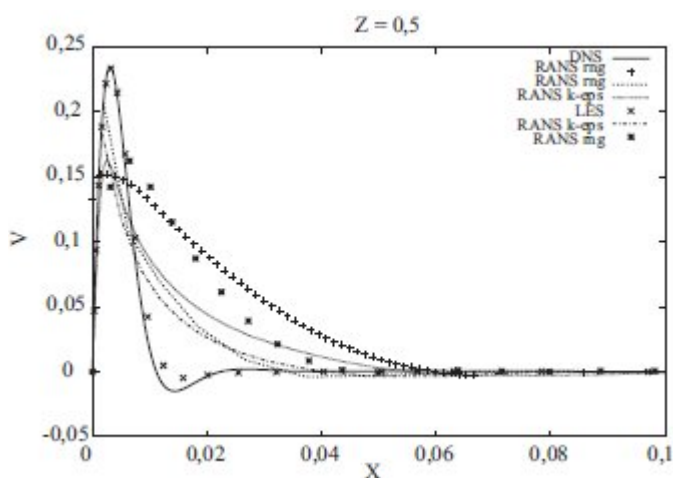


Figure. IV.8– Profils de vitesse verticale pour $Z = 1/2$ (MORA,2003).

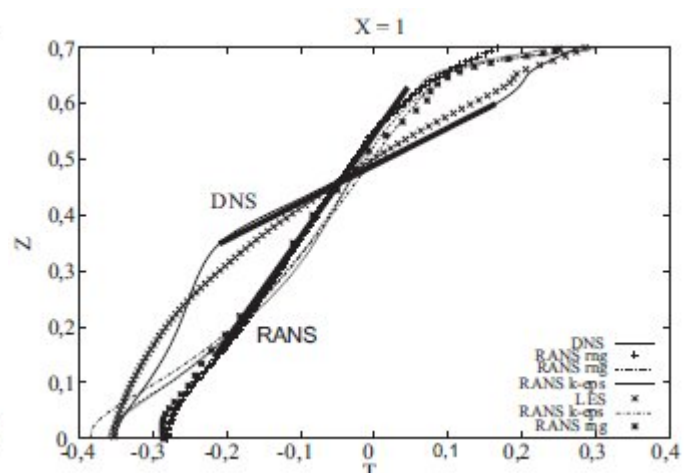


Figure. IV.9– Profils de température au droit du linteau $X = 1$ (MORA,2003).

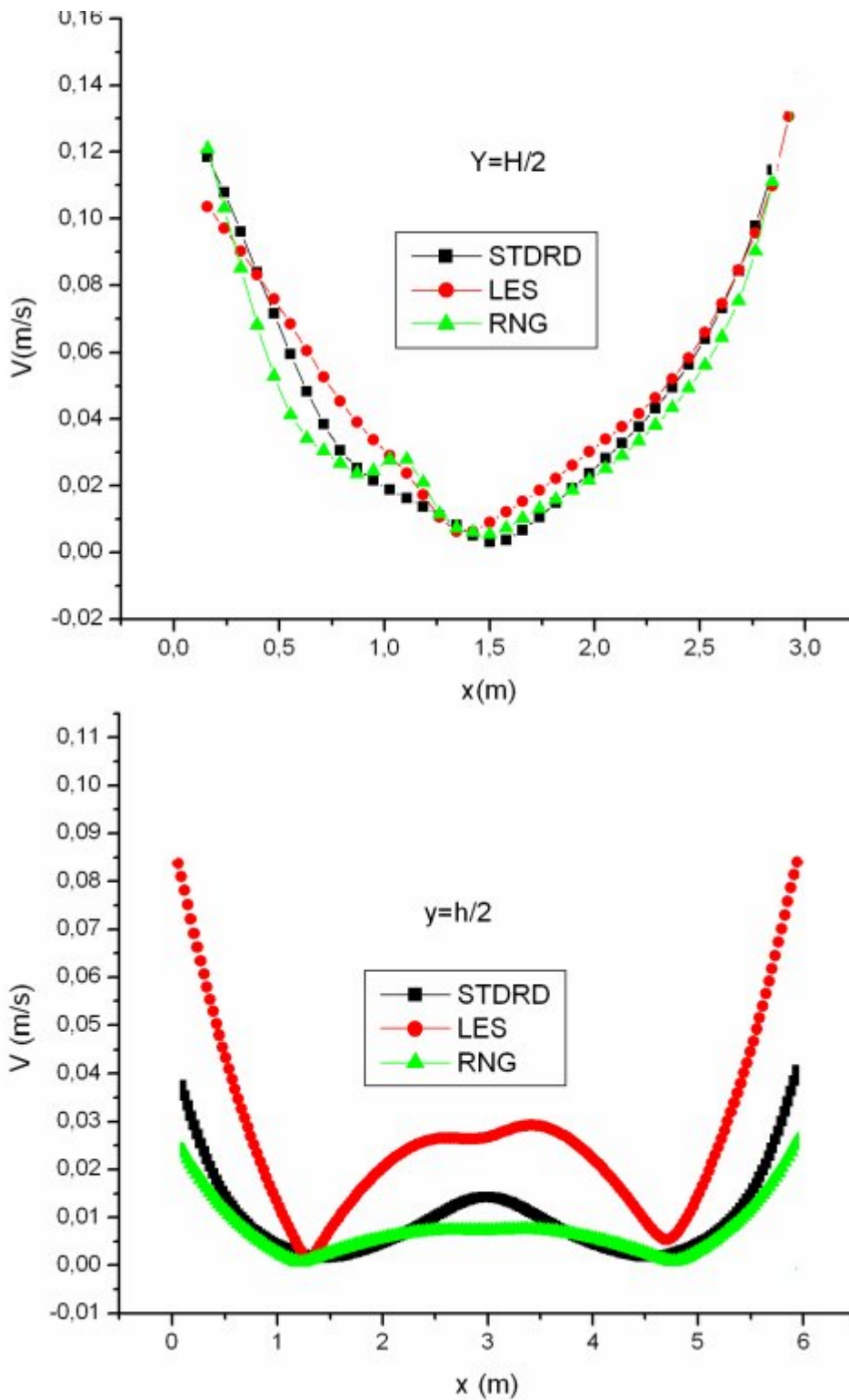


Figure. IV.10– Profils de vitesse verticale pour $Z = 0,5$.
(Géométrie simple, complexe) (Nos résultats).

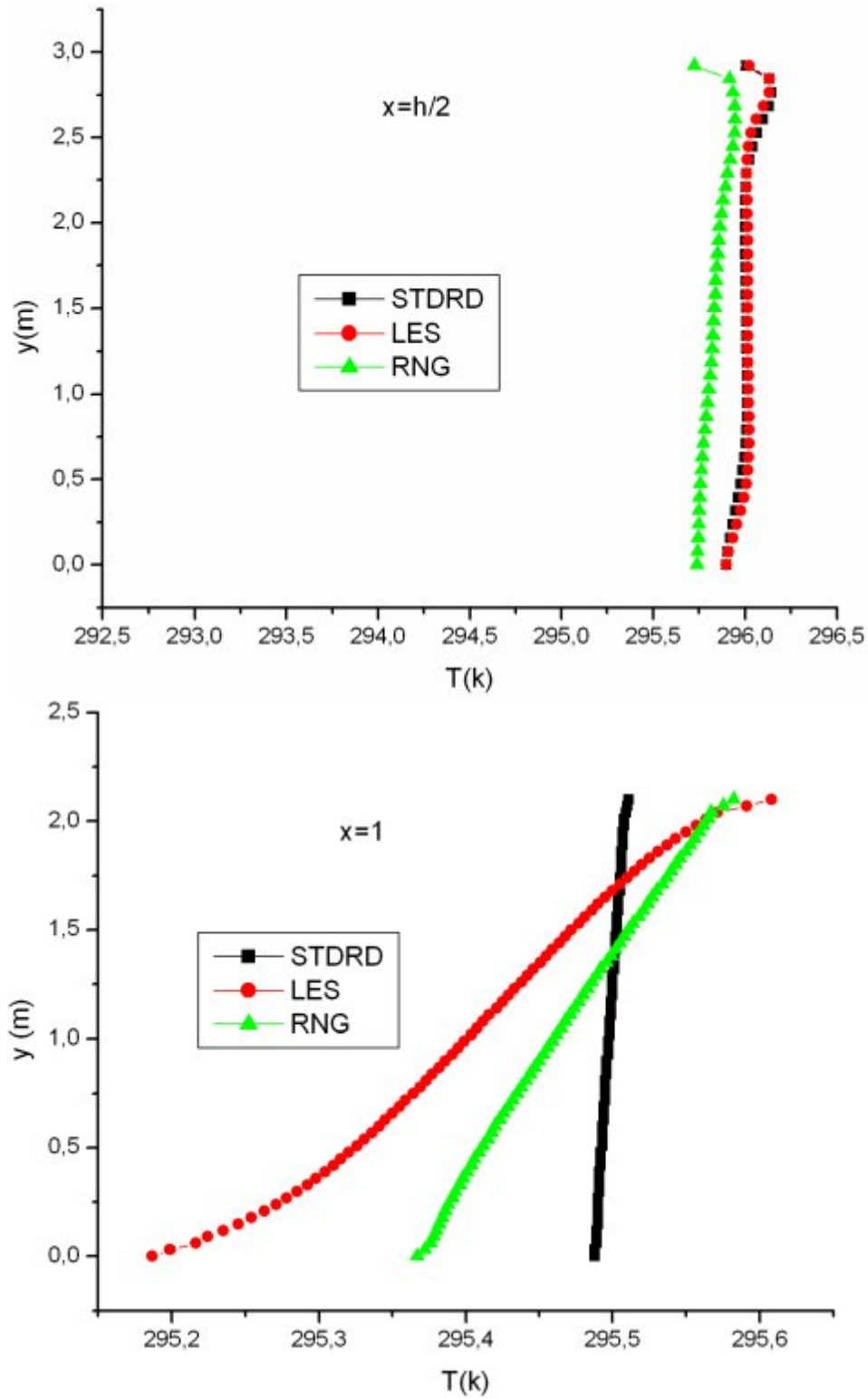


Figure. IV.11– Profils de température au droit du linteau $X = 1$.
(Géométrie simple, complexe) (Nos résultats).

Pour le modèle *RANS (k-ε) Standard* (ou même *RNG*), les équations exactes de Navier-Stokes sont moyennées. Les équations ainsi obtenues ne résolvent pas les mouvements turbulents au sein de l'écoulement.

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 *RANS (k-ε) RNG*, et *L.E.S*, ce qui donne des temps de calcul très raisonnables.

Le modèle *RANS (k-ε) RNG* constitue une version améliorée du modèle *RANS (k-ε) Standard*. Il a en effet l'avantage d'éviter une modélisation particulière pour le voisinage des parois, en particulier par le biais de lois de paroi, puisqu'il s'étend aux régions dites à bas nombre de Reynolds (*REGARD, 1996*). L'ordre du terme modélisé est relativement élevé, c'est pour cela que les résultats sont acceptables et fiables et dans plusieurs cas, il est plus proche de la réalité des phénomènes que le modèle *k-epsilon Standard* (Voir figure. IV.8, IV.9, IV.10, IV.11).

Et, car le principe du modèle *RANS (k-ε) RNG* est de parvenir à une description des phénomènes aux plus grandes échelles de la turbulence en éliminant les plus petites pour les représenter par des tourbillons d'échelle plus grande (*HAMMAMI, 2005*), 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.

Concernant les résultats obtenus par le modèle *LES*, on peut dire que ce modèle représente a priori le meilleur compromis pour prédire un écoulement turbulent : moins coûteuse qu'une approche *D.N.S.*, elle reste plus précise qu'un modèle moyenné de Reynolds. Le *LES*, malgré ses nouvelles perspectives, se heurte à plusieurs difficultés. En effet, l'interaction entre grandes et petites structures n'est pas évidente à modéliser. (*MORA, 2003*).

1.3. Conclusion.

Cette étude comparative montre, d'une part, la capacité des modèles *LES* à représenter le phénomène de convection naturelle dans cette configuration et, d'autre part, toutes les réserves qu'on peut être amené à porter sur les prédictions des modèles *RANS (k-ε)*.

En plus, dans cette étude, nous sommes arrivé à la conclusion que le modèle basé sur les contraintes de *REYNOLDS* : *L.E.S*, offre des performances supérieures au modèle *RANS (k-ε) standard*. Mais avec des temps de simulation beaucoup plus long (entre 3 et 10 fois selon les cas).

Après cette comparaison, on utilisera le modèle *RANS k-epsilon (k-ε) Standard*, dans tout ce qui suit.

2. Application du modèle RANS ($k-\epsilon$) à des maillages grossiers et suffisamment fins, pour montrer l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille.

2.1. Cas de la convection forcée.

Les résultats obtenus en termes de prédiction de l'allure de l'écoulement et des profils de vitesse d'air à l'aide des modèles zonaux conventionnels, de simulation *SPARK*, du code de calcul commercial *STARCD*, ainsi qu'avec le code *FLUENT* avec le modèle de turbulence RANS ($k-\epsilon$) associé à l'hypothèse de type *boussinesq* (nos résultats) sont présentées.

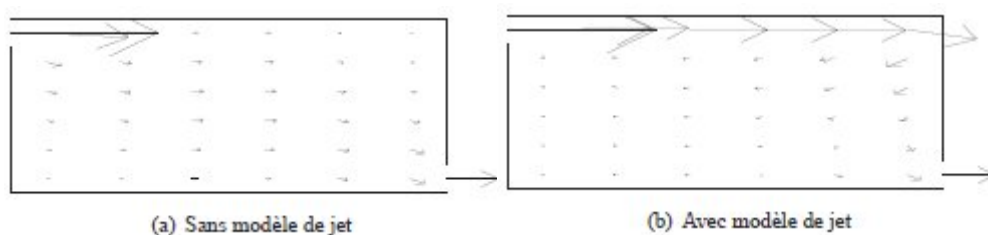


Figure. IV.12 – Écoulements obtenus avec le modèle zonal conventionnel. (MORA , 2003).

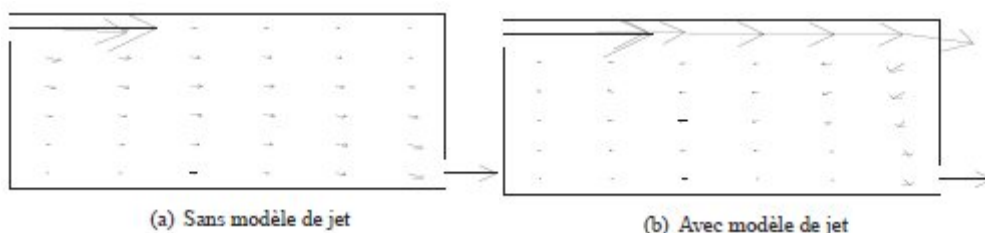


Figure. IV.13 – Écoulements obtenus avec le modèle zonal de Axley, *SPARK* (MORA , 2003).

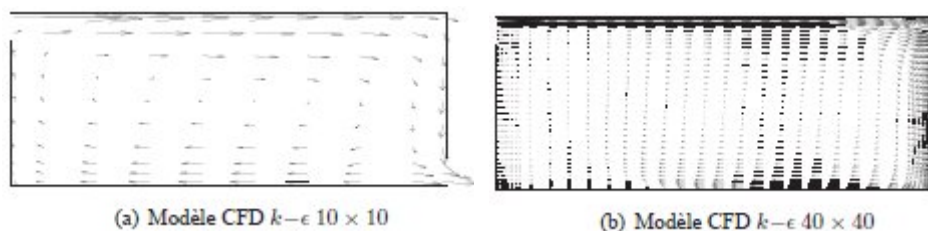


Figure. IV.14 – Écoulements obtenus avec les méthodes *CFD*, *STARCD* (MORA , 2003).

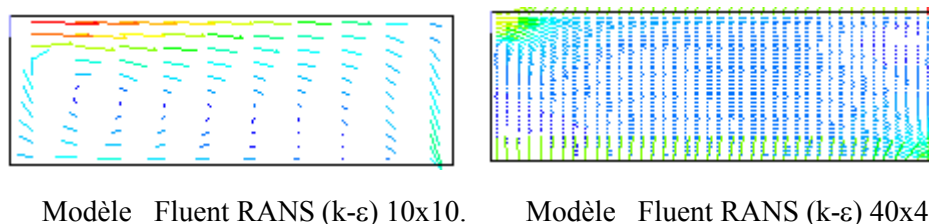


Figure. IV.15 – Écoulements obtenus avec les méthodes *CFD*, *FLUENT*. (Nos résultats).

Les autres résultats, pour les autres maillages, sont regroupés dans l'annexe D.

Comme nous pouvons le voir sur les figures ci-dessus, les résultats obtenus dans notre travail, grâce au code de champs *Fluent* avec le modèle *RANS (k-ε)*, sont similaires à ceux présentés par les autres modèles.

2.1.1. Analyse des résultats.

La figure IV.15 permet de montrer le type de résultats obtenus par le code de champs *Fluent*. Elle présente l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour les maillages à 10x10 et 40x40 nœuds. Les trois modèles prédisent une large boucle de recirculation due à l'entraînement du jet. L'air s'écoulant suivant la géométrie du local, c'est pour cette raison, que l'écoulement est circulaire et centré au milieu.

✚ Profils de vitesses.

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 s'éloigne de cette dernière. Cette situation est observée dans tous les résultats obtenus avec les différents modèles. La figure. IV.16, présente une comparaison des profils de vitesse de l'air obtenus à l'aide des différents modèles zonaux et les données expérimentales fournies par *NIELSEN*, dans la section verticale située à ($x = 2H$).

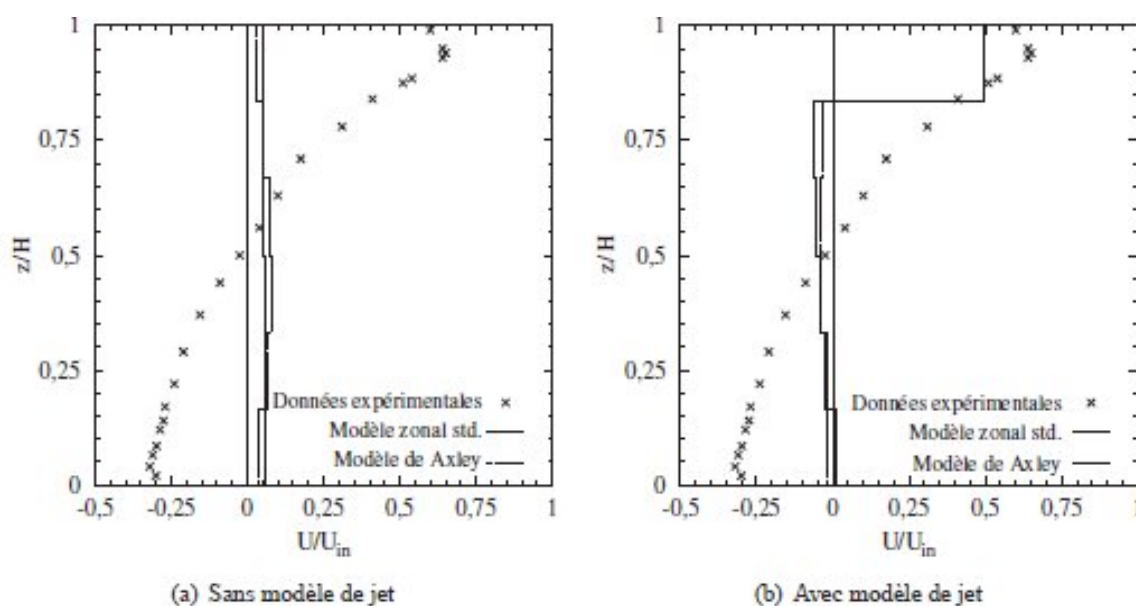


Figure. IV.16– Profils de vitesse obtenus avec le modèle zonal à ($x = 2H$). (MORA ,2003).

La figure. IV.17 montre une comparaison des profils de vitesse de l'air obtenus à l'aide du modèle *STARCD* (code *CFD*), le long des quatre sections de la pièce aux valeurs expérimentales obtenues par *NIELSEN*.

Les lignes verticales situées à : $x = H$ et $x = 2H$ et les deux lignes horizontales situées à : $z = 0,972H$, et $z = 0,028H$. Pour des grilles de 6×6 , 10×10 et 40×40 .

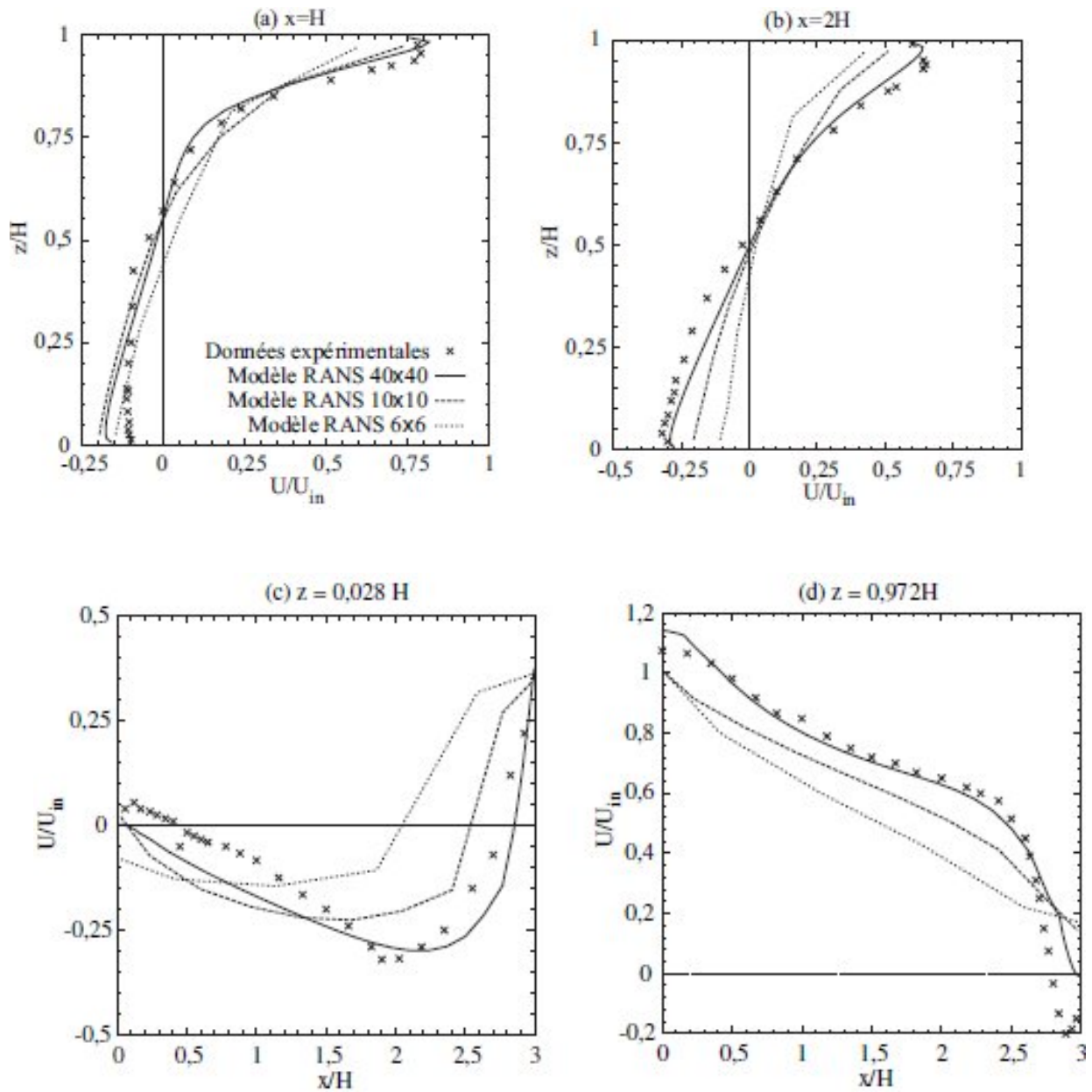


Figure. IV.17 – Comparaison des profils de vitesses d'air obtenus par le modèle *STARCD* aux données expérimentales de *NIELSEN* (MORA,2003).

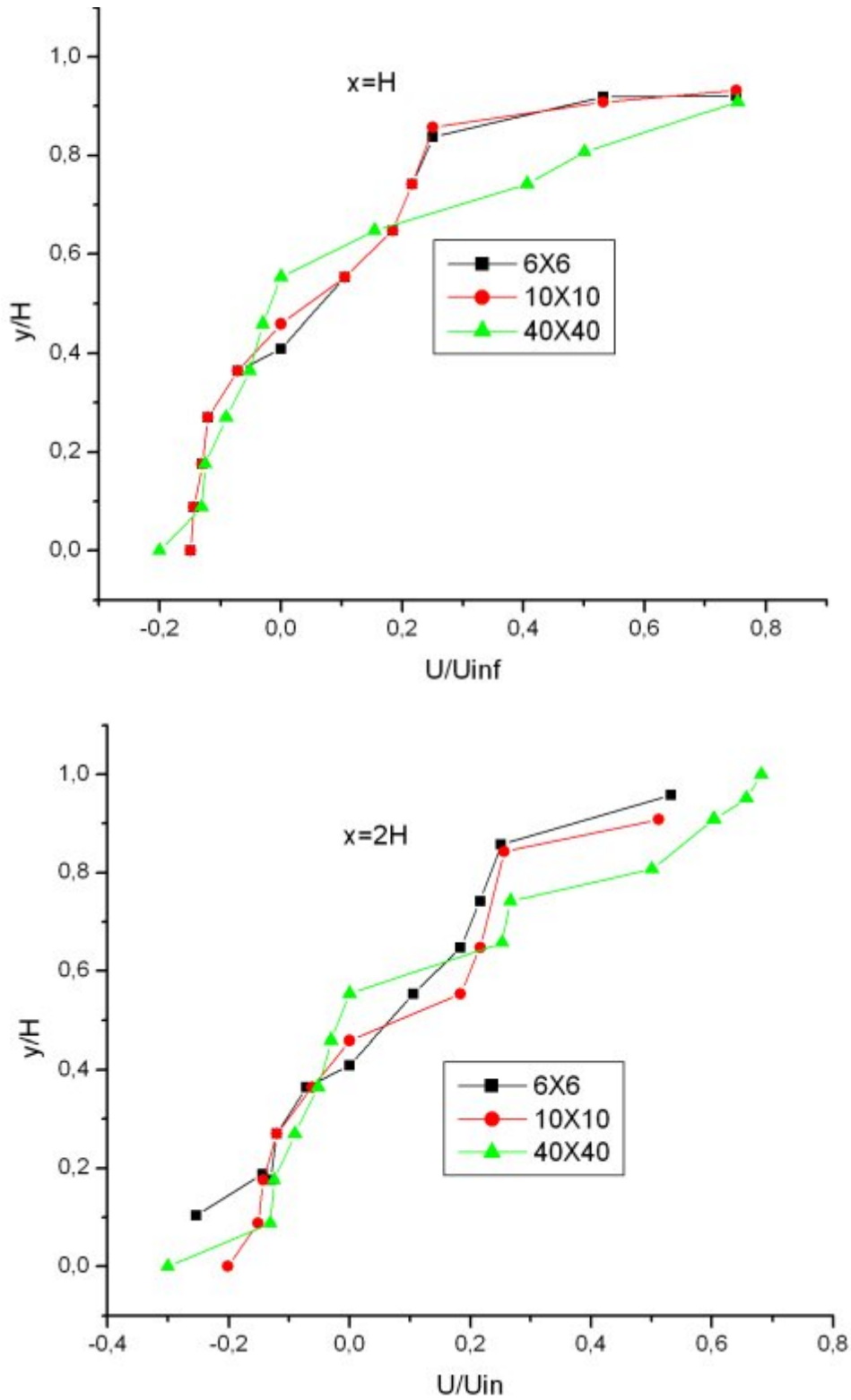


Figure. IV.18 – Comparaison des profils de vitesses d’air obtenus à l’aide du code de champs fluent et le modèle de turbulence RANS ($k-\epsilon$) à $x = H$ et $x = 2H$. (Nos résultats).

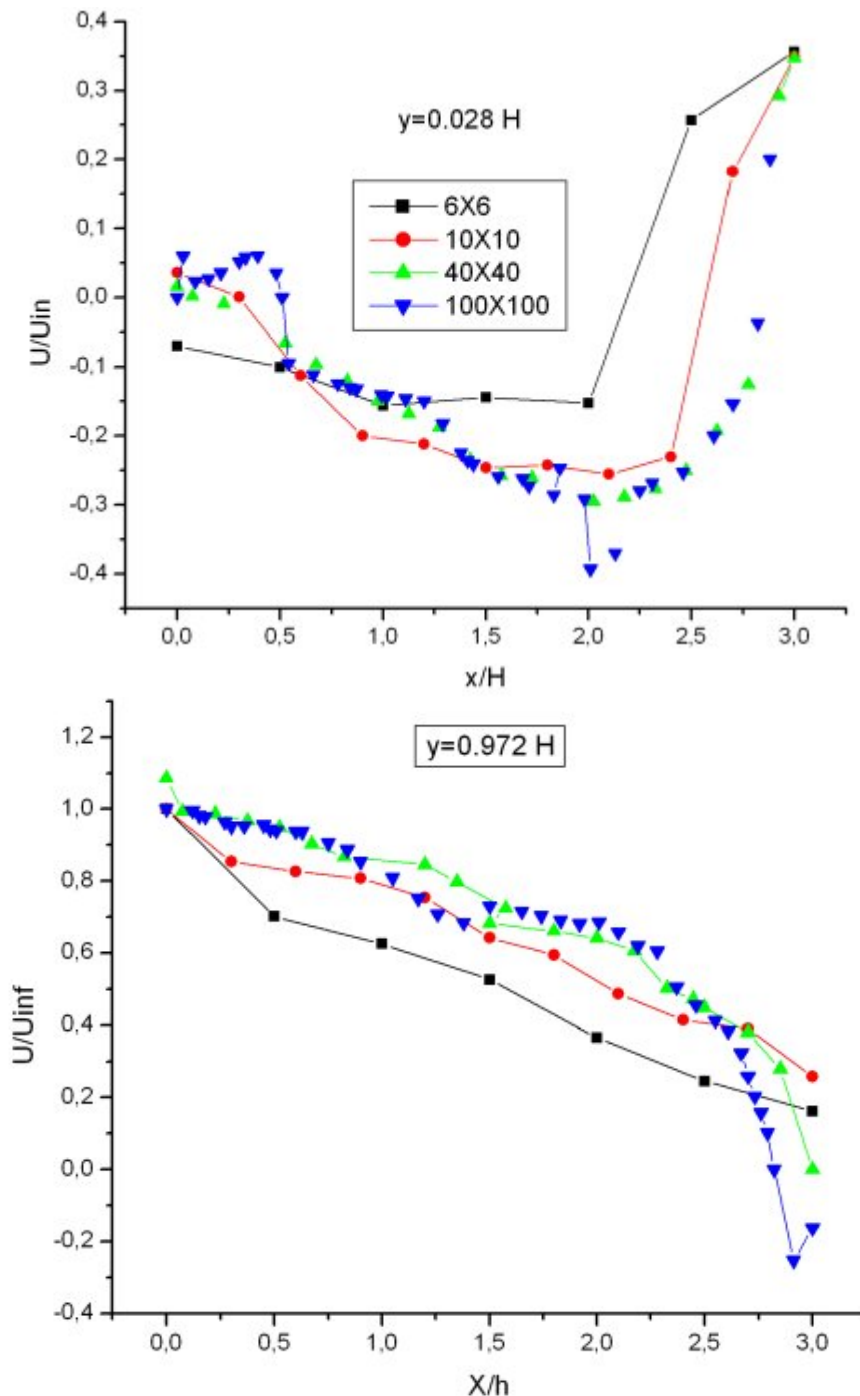


Figure. IV.19 – Comparaison des profils de vitesses d’air obtenus à l’aide du code de champs fluide et le modèle de turbulence RANS ($k-\epsilon$) à $z = 0,972H$ et $z = 0,028H$ (Nos résultats)

Les figures. IV.18 et IV.19 présentent les profils des vitesses d’air, obtenus à l’aide du modèle RANS ($k-\epsilon$), le long des quatre sections de la pièce : les lignes verticales situées à $x = H$ et $x = 2H$, et les deux lignes horizontales situées à $z = 0,972H$ et $z = 0,028H$. Nous comparons les prédictions de modèles RANS ($k-\epsilon$), pour des grilles 6x6 et 10x10, 40x40 et 100x100, aux données expérimentales obtenues par NIELSEN.

Lors de la comparaison aux données expérimentales, nous constatons que toutes les simulations

sous estiment la recirculation. Les résultats des grilles 6x6 et 10x10 montrent une décroissance du jet légèrement trop rapide par rapport aux données expérimentales (Voir figure. IV.19, $Z = 0.972 H$), mais dans l'ensemble, les modèles RANS à mailles grossières donnent des résultats satisfaisants. Pour ce type de modèles RANS, 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 (Voir *l'Annexe –D-*), les résultats des grilles 6x6 et 10x10 d'une part et, d'autre part, le nombre de mailles nécessaire est donc beaucoup plus important qu'avec des maillages grossiers, ce qui donne des temps de calcul relativement importants.

Il semble donc que, pour ce cas d'étude, la limite de dépendance des résultats à la taille du maillage soit comprise entre une grille composée de 20x20 cellules et une grille de 10x10 (MORA, 2003). En effet, NEGRAO (NEGRÃO (1995)) a montré que pour le même cas, les résultats obtenus avec une grille 20x20 sont quasiment identiques à ceux calculés en utilisant une grille 40x40. L'application d'un modèle *RANS (k-ε)*, pour la prédiction de l'écoulement dans une configuration géométrique simple, a montré qu'il est possible d'estimer de façon satisfaisante les détails au sein d'une zone à l'aide d'un maillage grossier. L'intérêt de cette démarche est de permettre une réduction du temps de calcul de façon significative. Dans le cas étudié à l'aide d'un maillage 10x10, le temps nécessaire à la résolution de l'écoulement est relativement faible, alors que la résolution du même cas avec un maillage 40x40 est plus longue.

2.1.2. Conclusion.

Dans cette étude, nous avons modifié la taille des mailles dans le maillage de la géométrie, allant de grossier vers le suffisamment fin. Et, nous avons montré que le code de champs *Fluent avec le modèle RANS (k-ε)* à maille grossière est en mesure d'apporter rapidement une estimation de l'écoulement, aussi bien concernant sa structure que son intensité. De plus, les résultats obtenus par le code de champs *Fluent avec le modèle RANS (k-ε)*, avec maillage grossier sont en très bon accord avec plus de précision que les modèles zonaux. Alors, on a montré qu'il est possible d'estimer de façon satisfaisante les détails au sein d'un local à l'aide d'un maillage grossier au lieu d'un maillage suffisamment fin, et permettre une **réduction du temps de calcul de façon significative**. Alors on peut dire que **l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille est vérifiée dans le cas d'une convection forcée**.

2.2. Cas de la convection mixte.

Nous présenterons, dans ce qui suit, les prédictions de l’allure de l’écoulement, des profils de vitesse et de température d’air obtenus à l’aide de différents modèles zonal avec ou sans le modèle de jet, le code de calcul commercial *STARCD* et enfin le code *Fluent* avec le modèle de turbulence *RANS (k-ε)* associé à l’hypothèse de type *boussinesq*. Ces différents résultats sont comparés aux données expérimentales de *ZHANG (ZHANG et al., 1992). (MORA,2003)*.

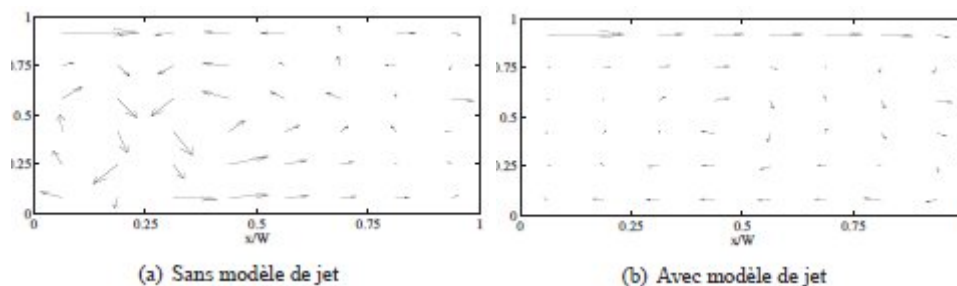


Figure. IV.20 – Prédiction de l’écoulement par un modèle zonal 8 x 6. (ZHANG et al., 1992). (MORA,2003).

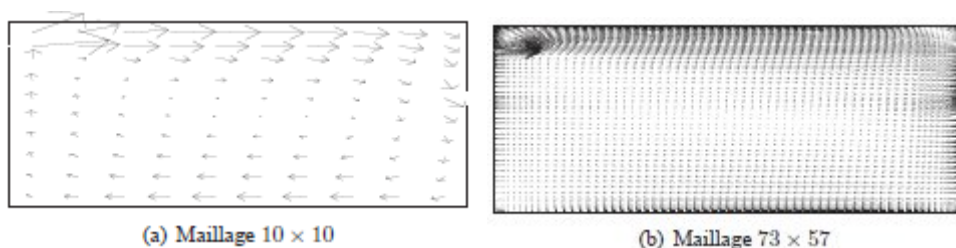
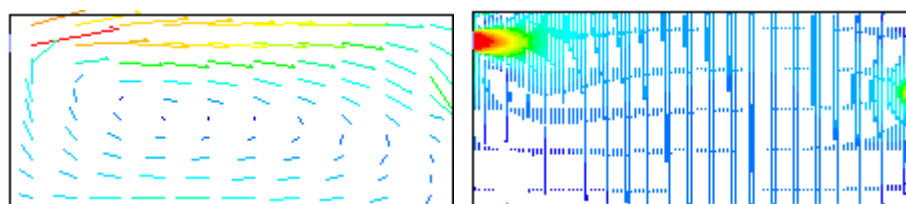


Figure. IV.21 – Prédiction de l’écoulement par les modèles *CFD, STARCD*. (ZHANG et al., 1992) (MORA,2003).



Code Fluent avec RANS (k-ε) 10x10. Code Fluent avec RANS (k-ε) 73x57.

Figure. IV.22 – Écoulements obtenus avec les méthodes *CFD, FLUENT* (Nos résultats).

Les autres résultats, pour d’autres maillages, ont été regroupés dans *l’annexe -D-*.

Comme nous pouvons le voir, sur les figures ci-dessus, la structure principale de recirculation de

l'air dans nos résultats semble être en très bon accord avec ceux présentés par les autres modèles.

2.2.1. Analyse des résultats.

La figure IV.22 permet de montrer les résultats obtenus par le code de champs *Fluent*. Elle présente l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour les maillages à 10×10 et 73×57 nœuds.

Dans les trois cas, la prédiction de la structure principale de recirculation de l'air est en bon accord avec les résultats représentés par *MORA (2003)*.

Et, afin de comparer quantitativement les prédictions de l'écoulement avec les mesures expérimentales, nous présenterons une comparaison des profils de vitesses le long des trois droites verticales situées à : $X/W = 0.25, 0.5$ et 0.75 .

✚ Profils de vitesses.

Nous comparons ici les profils de vitesse d'air obtenus à l'aide, d'une part, de modèle zonal, de modèle *CFD STARCD*, et d'autre part, à l'aide du modèle *CFD FLUENT, RANS (k-ε)*, aux données expérimentales fournies par *ZHANG*.

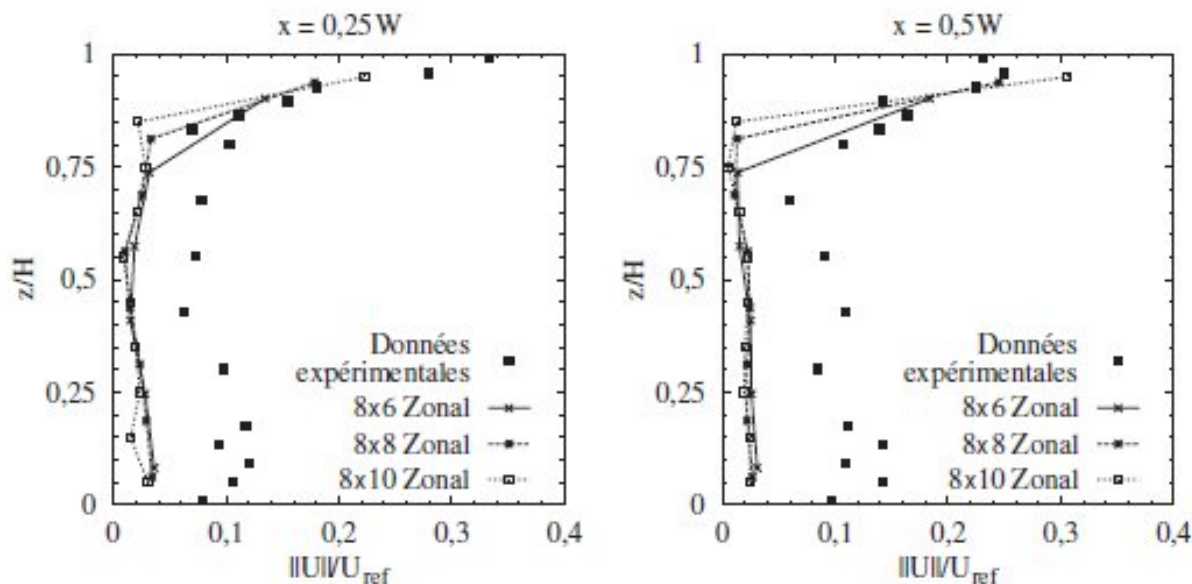


Figure. IV.23.A – Profils de vitesse obtenus par différents maillages avec le modèles zonal avec modèle de jet et données expérimentales. ($X=0.25W$, et $X=0.5W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

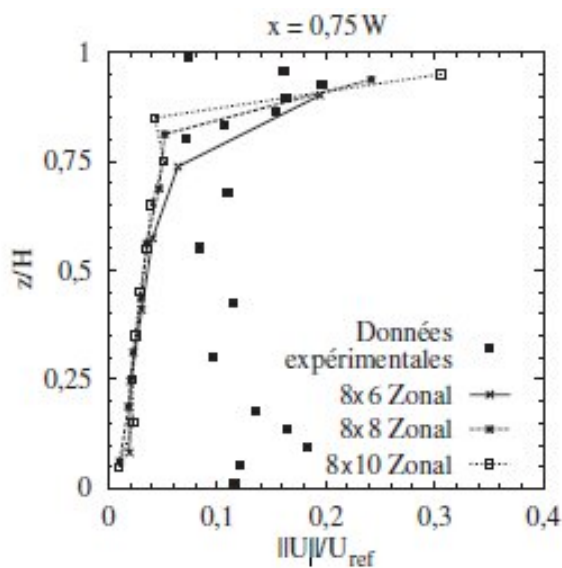


Figure. IV.23.B – Profils de vitesse obtenus par différents maillages avec le modèles zonal avec modèle de jet et données expérimentales. ($X=0.75W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

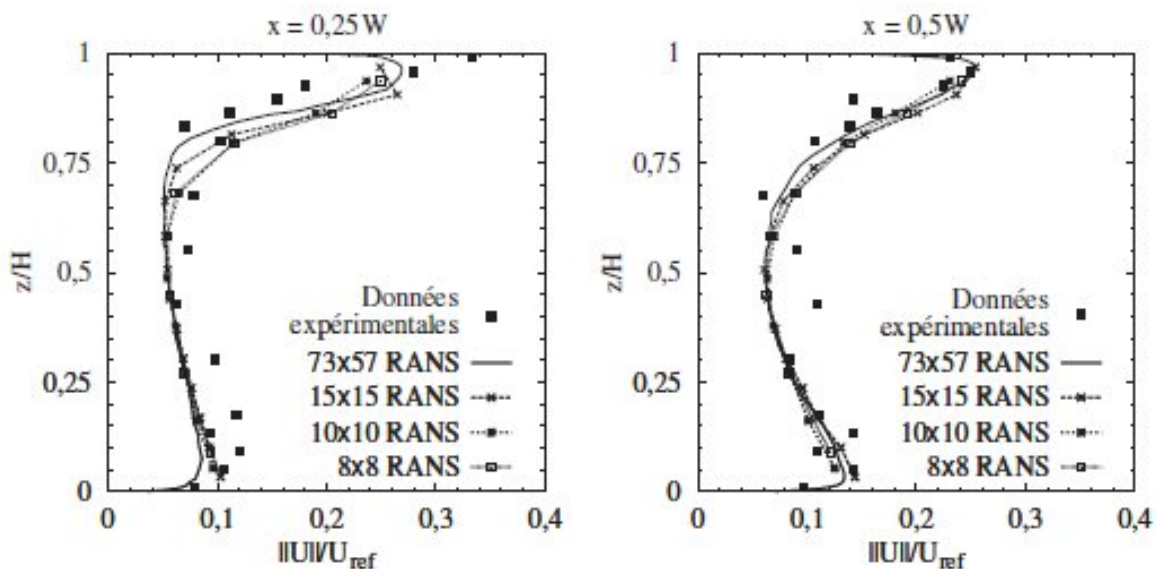


Figure. IV.24.A – Profils de vitesse obtenus par différents maillages avec le modèle CFD, STARCD. ($X=0.25W$, et $X=0.5W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

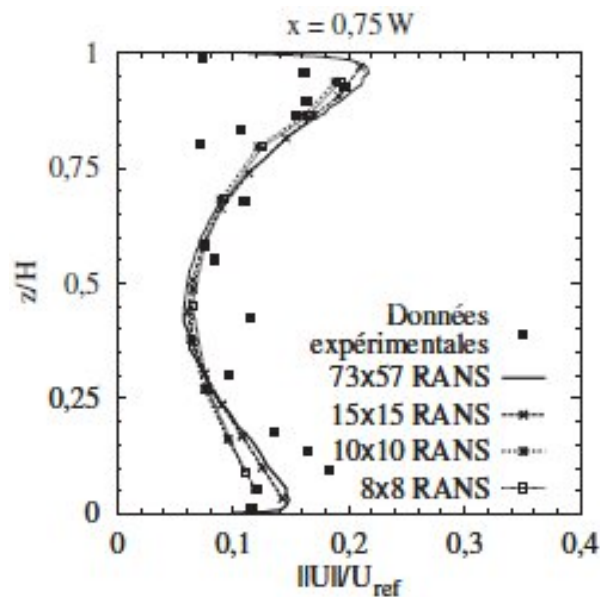


Figure. IV.24.B – Profils de vitesse obtenus par différents maillages avec le modèle *CFD*, *STARCD*. ($X=0,75W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

La figure. IV.24 présente une comparaison entre les profils de vitesse obtenus par le modèle *CFD* *STARCD* et les résultats expérimentaux. Dans les trois sections verticales de la pièce, les prédictions de modèles *CFD*, (*STARCD* et *RANS* ($k-\epsilon$)), donnent une meilleure estimation des profils de vitesse d'air que ceux obtenus à l'aide de modèle zonal et ceci en comparaison aux données expérimentales. La zone de jet (proche de la paroi horizontale supérieure) est bien représentée mais la recirculation est légèrement sous-estimée, particulièrement dans la section située à $x = 0,75W$. En effet, on observe, dans ces résultats, que les modèles à mailles grossières donnent une estimation satisfaisante des profils de vitesse avec des temps de simulation réduits.

Ce type d'approche peut être très utile dans des phases d'avant projet, pour mettre en évidence une tendance. Cependant, ces résultats doivent être présentés avec précaution, et un effort de recherche demeure nécessaire pour déterminer un niveau de finesse minimal du maillage pour assurer un intervalle de confiance sur les résultats comparés à des résultats satisfaisant l'indépendance de la grille.

Sachant que

- une sonde de vitesse à fil chaud unidimensionnelle est utilisée dans la partie expérimentale et qu'elle ne permet d'appréhender que le module de la résultante du vecteur vitesse (Ce module peut aussi s'exprimer comme étant la valeur absolue de la somme d'un terme moyen et d'un terme de fluctuation de la vitesse).

- Les modèles *CFD*, *STARCD*, *RANS (k-ε)*, fournissent des résultats en termes de vitesse moyenne.

Alors, afin de comparer les prédictions des différents modèles *CFD*, *STARCD*, *RANS (k-ε)*, avec les données expérimentales de *ZHANG*, il faut ajouter les termes de fluctuations aux prédictions numériques brutes.

Dans ce cas, la figure IV.24 présente une comparaison du module des vitesses corrigées IIIII avec les résultats expérimentaux. Après avoir créé un échantillon aléatoire de 1000 éléments pour obtenir les termes de fluctuation à partir de l'énergie cinétique turbulente. Ces termes de fluctuations ont alors été ajoutés aux valeurs moyennes prédites par les modèles *CFD*, *STARCD*, *RANS (k-ε)*. (*MORA,2003*).

🚧 Profils de température

Lorsque nous comparons les profils de température d'air le long des trois sections verticales de la pièce (Voir figures IV.25 et IV.26), tous les modèles utilisés sont en bon accord avec l'expérience sauf dans la région proche du plancher où nous avons déjà souligné que les vitesses de l'air étaient sous-estimées.

N.B : Pour les trois classes de modèles et pour tous les maillages excepté le maillage 73 x 57, les échanges convectifs avec le plancher ont été modélisés par une expression empirique du coefficient de transfert convectif en fonction de la différence entre la température de l'air et la température de la paroi). (*MORA,2003*).

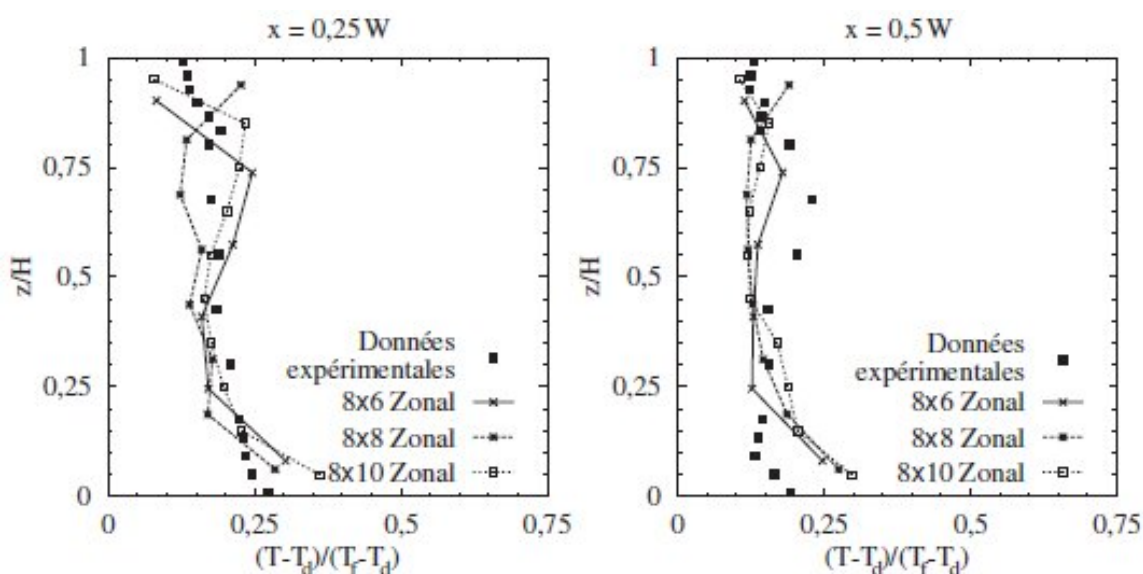


Figure. IV.25.A—Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèles zonal avec modèle de jet et données expérimentales. ($X=0.25W$, et $X=0.5W$). (*ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003*).

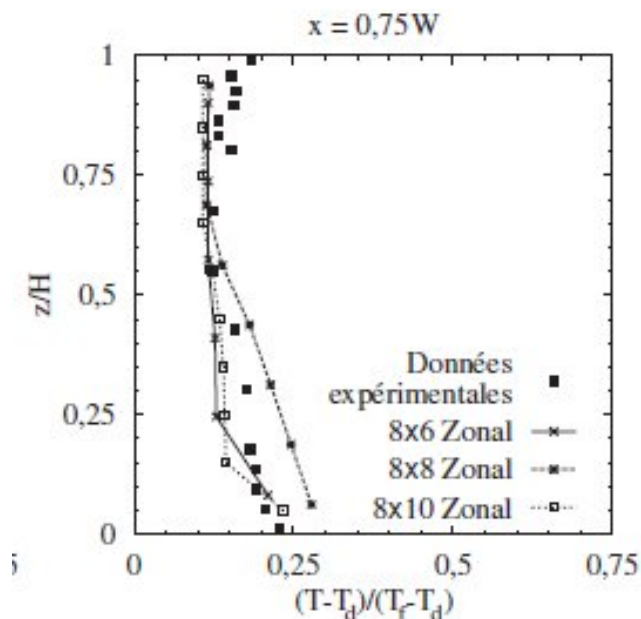


Figure. IV.25.B – Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèles zonal avec modèle de jet et données expérimentales. ($X=0.75W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

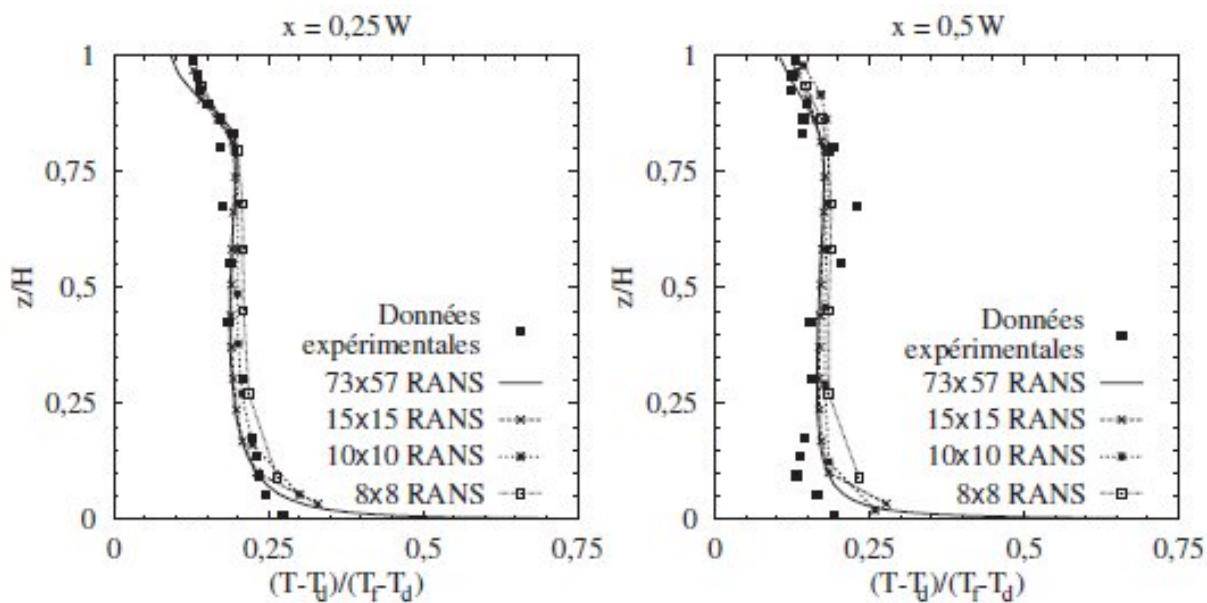


Figure. IV.26.A – Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèles STARCD et données expérimentales. ($X=0.25W$, et $X=0.5W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

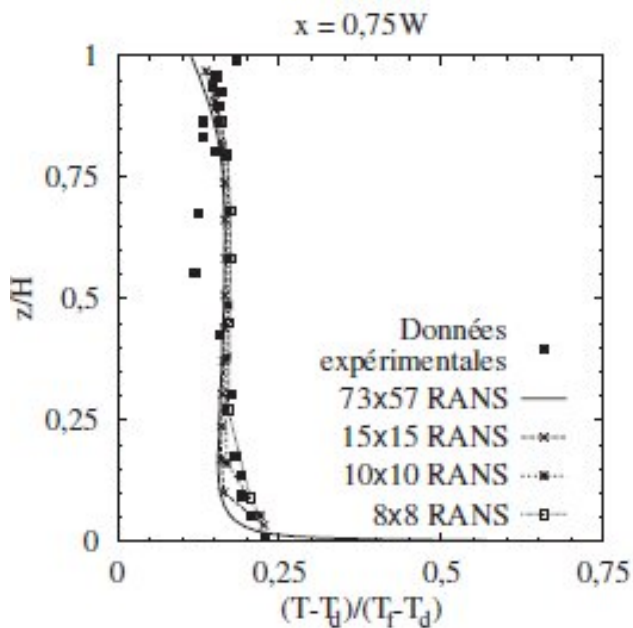


Figure. IV.26.B – Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèles **STARCD** et données expérimentales. . ($X=0.75W$). (ZHANG et al., 1992 ; MORA,2003).

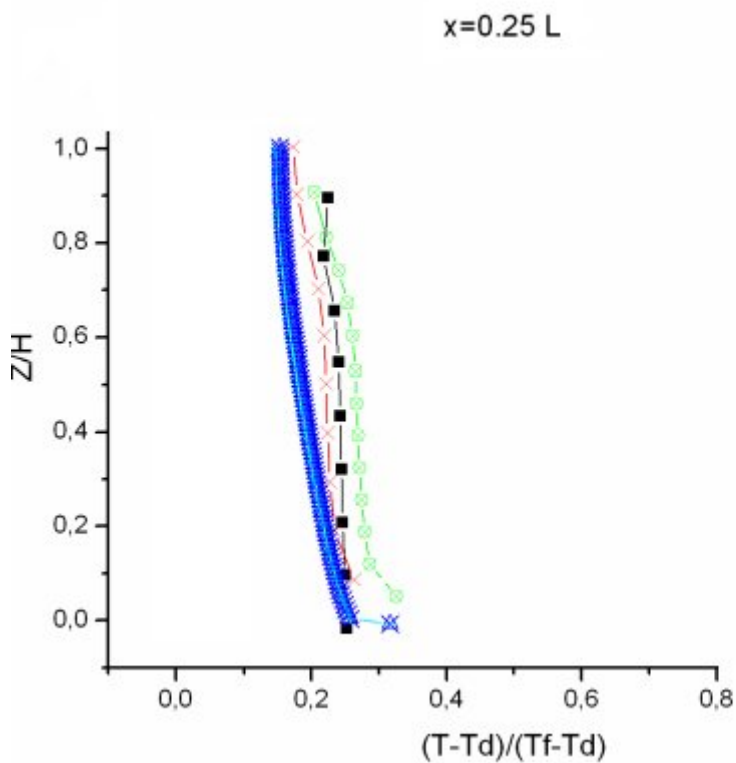


Figure. IV.27.A – Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèle CFD, FLUENT, RANS ($k-\epsilon$). ($X=0.25L$). (Nos résultats)

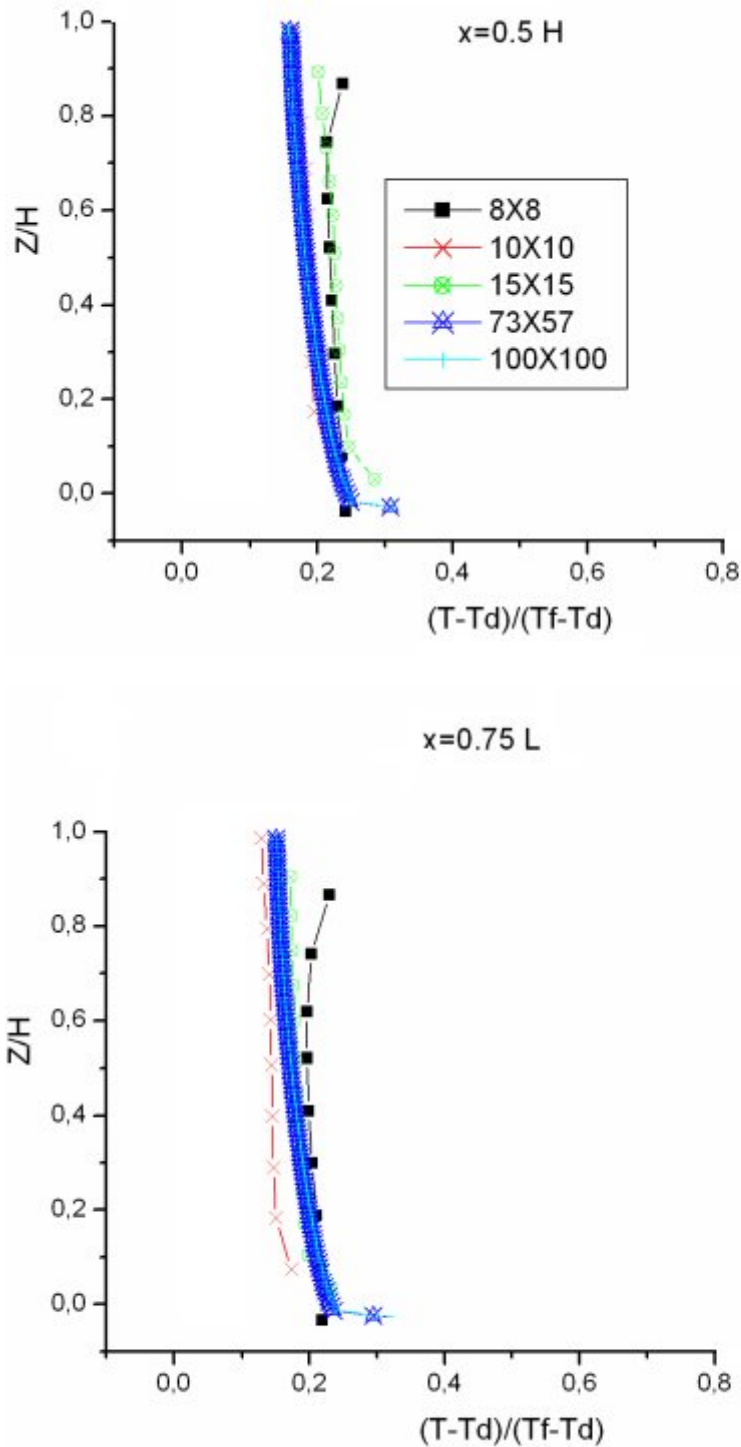


Figure. IV.27.B – Profils de température obtenus par différents maillages avec le modèle CFD, FLUENT, RANS ($k-\epsilon$). ($X=0.5L$, et $X=0.75L$). (Nos résultats)

Cette comparaison, entre les prédictions des profils de température et les données expérimentales, montre que les modèles **CFD RANS ($k-\epsilon$)** peuvent apporter un niveau de détail

suffisant, et ceci pour des temps de simulation restant certainement plus long que ceux nécessaires pour la résolution des modèles zonaux, surtout dans le cas des maillages suffisamment fins.

2.2.2. Conclusion

Dans cette étude, nous avons comparé la capacité des modèles zonaux et le code de champs *Fluent CFD RANS (k-ε)* à prédire les écoulements et les champs de température dans un local ventilé soumis à des sollicitations de convection mixte.

Dans cette étude, nous avons montré que le code de champs *Fluent* avec le modèle *RANS (k-ε)* à maille grossière est en mesure d'apporter rapidement une estimation de l'écoulement, aussi bien concernant sa structure que son intensité dans les deux cas de la convection forcée ou mixte. Et encore, nous avons montré que le code de champs *Fluent* avec le modèle *RANS (k-ε)* à maille grossière, est capable de prédire cette structure d'écoulement avec plus de précision que les modèles zonaux.

Alors, on a montré qu'il est possible d'estimer de façon satisfaisante les détails au sein d'une zone à l'aide d'un maillage grossier au lieu d'un maillage suffisamment fin, et permettre une **réduction du temps de calcul de façon significative**. Alors on peut dire que **l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille est vérifiée dans le cas d'une convection mixte**.

3. Etude de la sensibilité des résultats obtenus aux conditions aux limites (entrées, type de murs, inclinaison du jet de soufflage, et l'intensité de la turbulence).

Nous présentons ici les prédictions, pour une salle de classe en période d'inoccupation, de l'allure de l'écoulement, des profils de vitesse et de température d'air obtenus à l'aide de code *Fluent* avec le modèle de turbulence *RANS (k-ε) RNG*, associé à l'hypothèse de type *boussinesq*. La résolution se fait en régime permanent et les plans selon lesquelles la projection est effectuée en (tri dimensionnel : 3D) sont : $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$, $y=1.23m$, $y=1.60m$, $y=1.80m$, $y=2.46m$, $y=2.50m$. (Voir figure .IV.28).

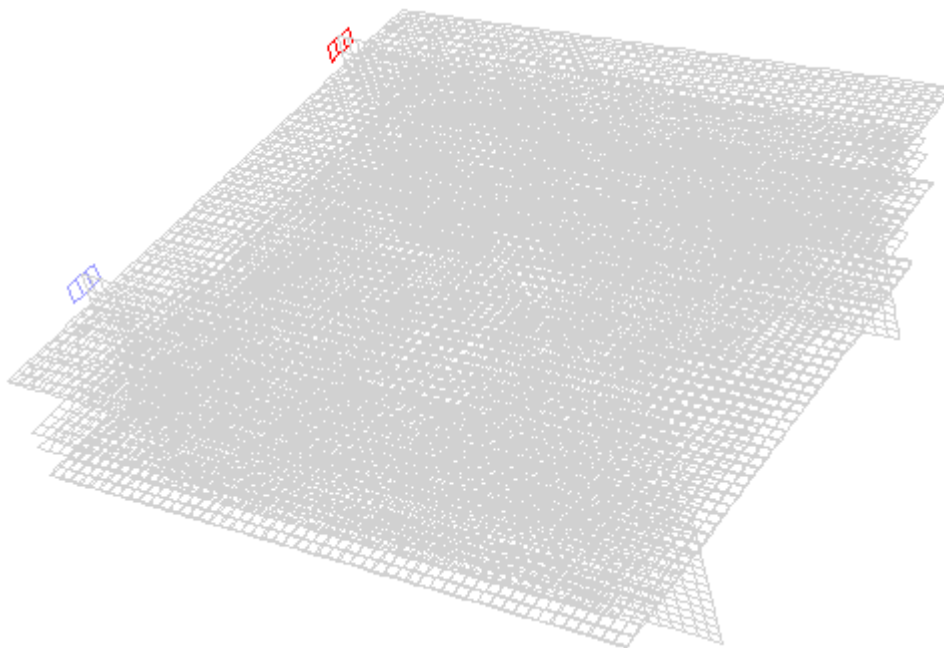


Figure. IV.28- Les plans de projection en (3D).
($z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$, $y=1.23m$, $y=1.60m$, $y=1.80m$, $y=2.46m$, $y=2.50m$).

3.1. Cas où la vitesse d'entrée est de 1.39m/s, les murs isothermes à 24°C, l'intensité de la turbulence est I=10% et le jet de soufflage incliné, puis horizontal.

Comme nous allons le voir, les résultats fournis par le code de champs *Fluent*, avec le modèle *RANS*, *(k-ε) RNG* dans le cas d'un jet de soufflage incliné de 27°, semblent en accord avec les observations numériques et expérimentales obtenues par REGARD (*REGARD (1996)*), (Voir figure IV.29 et figure IV.30). La figure IV.30 permet de montrer l'allure des écoulements obtenus à l'aide de code fluent pour un maillage de (51x27x52) nœuds.

Dans le cas d'un jet horizontal (0°), les résultats fournis par notre modèle sont montrés sur la figure IV.31. Elle permet de visualiser l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour un maillage de la même taille.

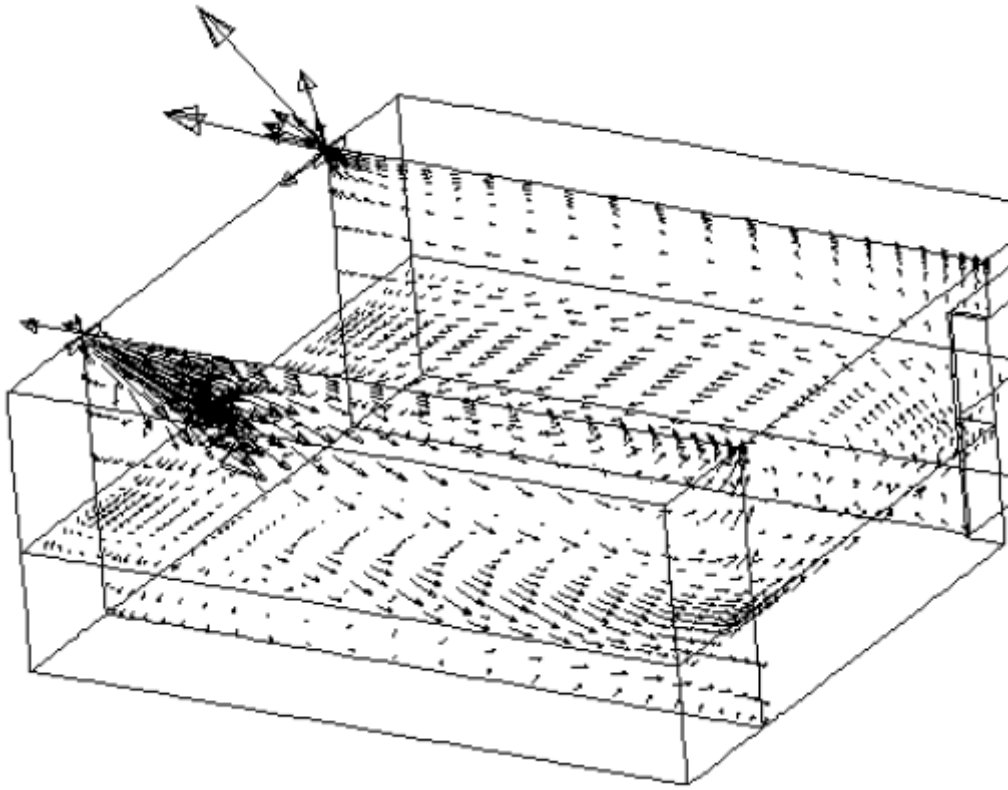


Figure. IV.29- Structure de l'écoulement dans la salle, plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$) Avec l'inclinaison du jet de 27° (REGARD, 1996).

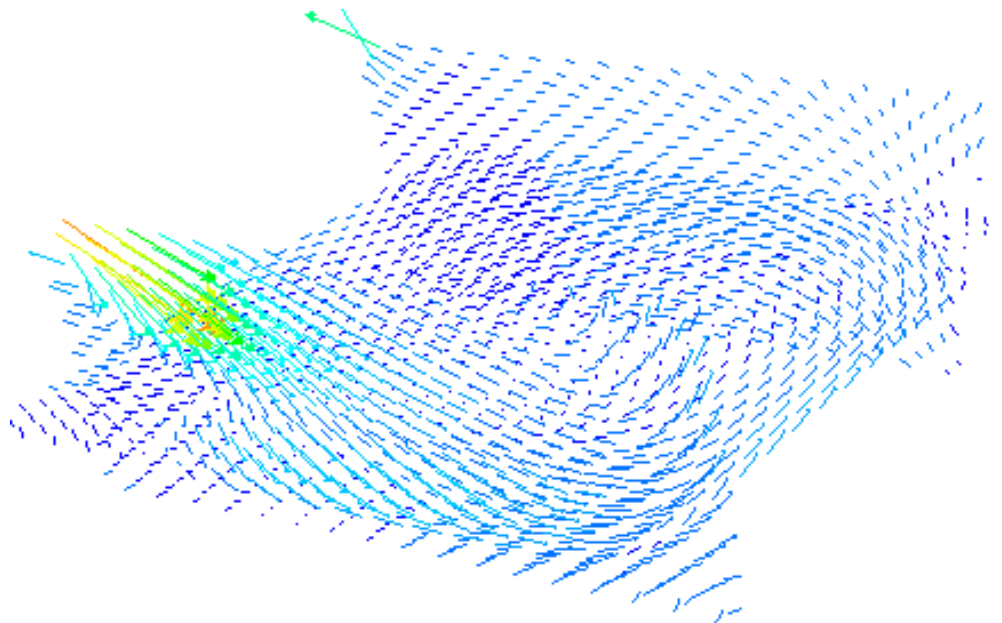


Figure. IV.30- Les résultats fournis par Fluent **RANS, RNG ($k-\epsilon$)**, plan ($z= 1.26m, z=5.70m, y=1.21m$). Avec une inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

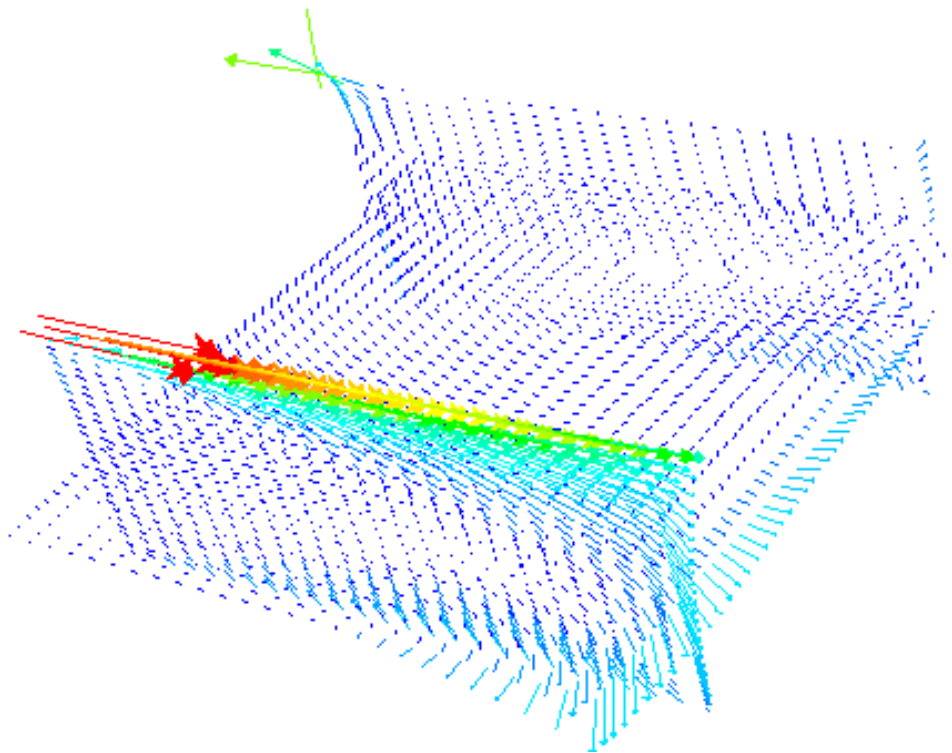


Figure IV.31- Les résultats fournis par Fluent **CFD, RANS, RNG (k-ε)**, plan ($z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$). Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats).

3.1.1. Analyse des résultats.

Les mesures expérimentales des vitesses montrent l'existence dans la cavité d'une circulation principale fortement décentrée dans un plan horizontal. Alors que les simulations numériques font apparaître une circulation relativement centrée dans les deux cas de jet de soufflage horizontal et incliné. (Voir figures IV.32, IV.33, IV.34, et IV.35). De plus, le cœur de la circulation observée expérimentalement est de dimensions beaucoup plus réduites que celui de la solution numérique, qui révèle une zone de faibles vitesses plus étendues.

Notons, également, que des différences importantes apparaissent entre les deux cas de l'inclinaison du jet.

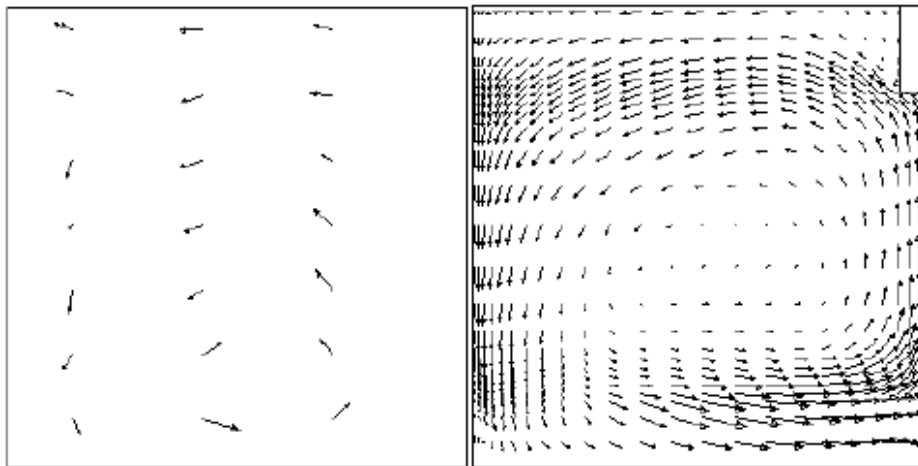


Figure IV.32- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.23$ m, (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).

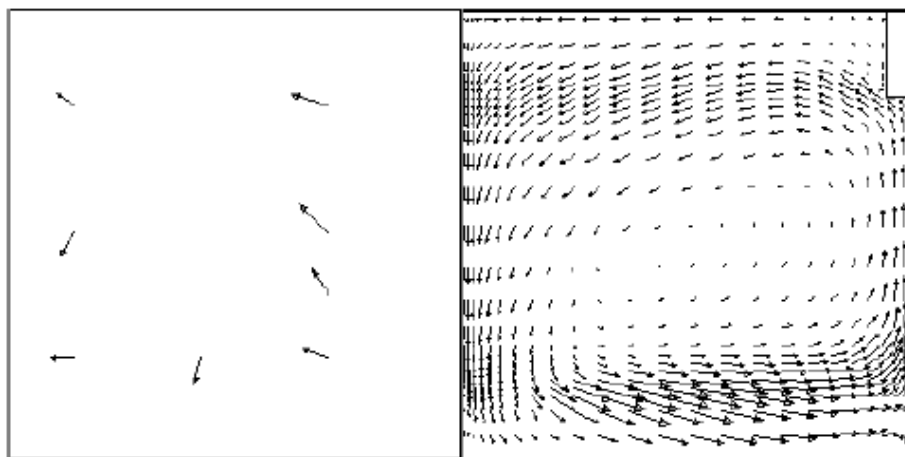


Figure IV. 33- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal $y=1.60$ m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).

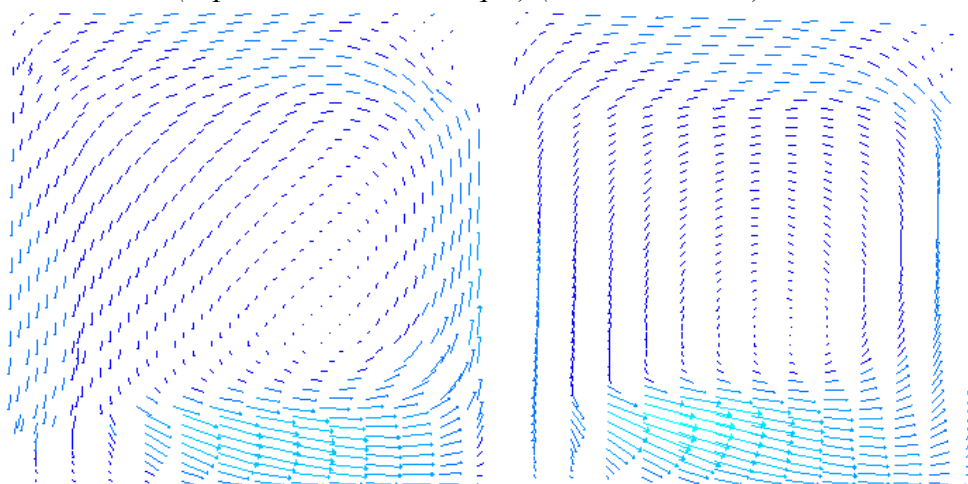


Figure IV.34- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23$ m, $y=1.60$ m. Avec l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

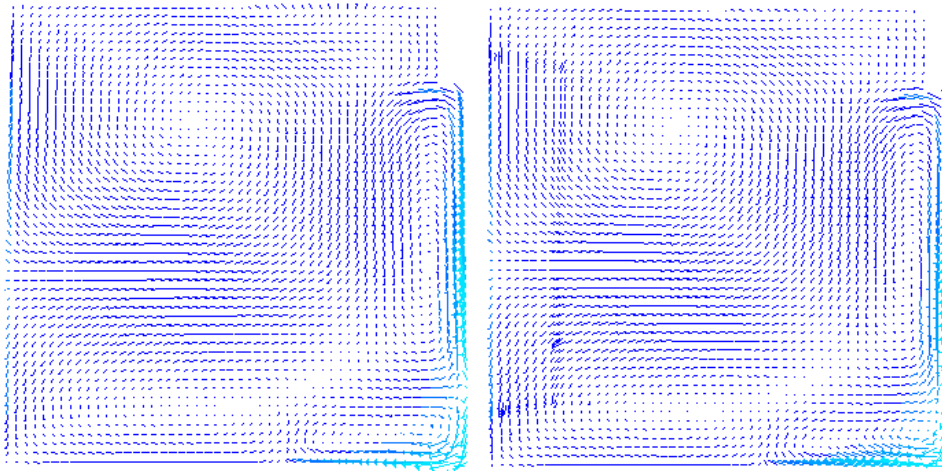


Figure IV.35- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{ m}$, $y=1.60\text{ m}$.
Avec l'inclinaison du jet de (0°) (Nos résultats).

Le jet issu de la bouche de soufflage vient percuter directement et perpendiculairement le mur en face dans le cas d'un jet de soufflage horizontal puisqu'on observe un écoulement parallèlement au plafond de la salle (Voir figure IV.36). Le jet éclate dans différentes directions de l'espace pour donner lieu à une circulation désordonnée dans le local. Par contre, dans le cas d'un jet de soufflage incliné, ce dernier est dévié très tôt par l'angle d'inclinaison, ainsi que par le mur faisant face au mur portant les bouches, puisqu'on n'observe pas d'écoulement parallèlement à ce mur, du moins dans les plans verticaux de la projection (Voir figure IV.37).

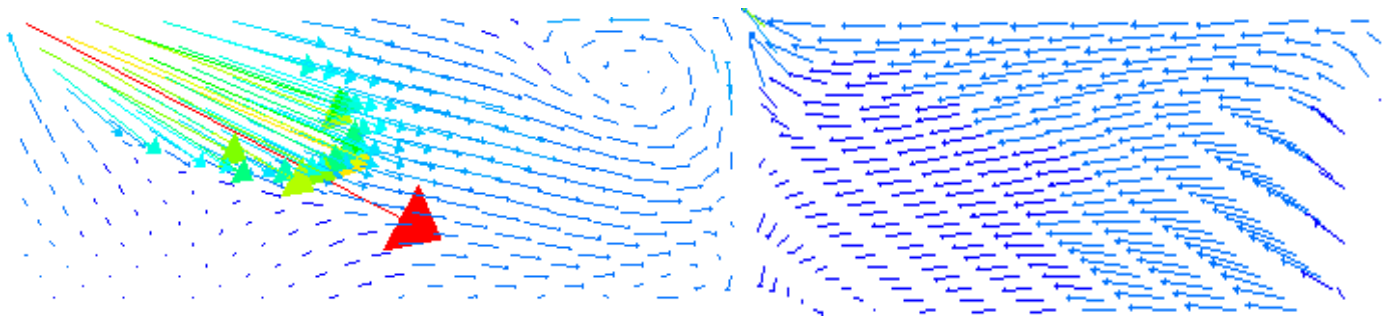


Figure IV.36- Vecteurs de vitesse $Z=5.70\text{m}$, $Z=1.26\text{m}$. Avec l'inclinaison du jet de (27°)
(Nos résultats).

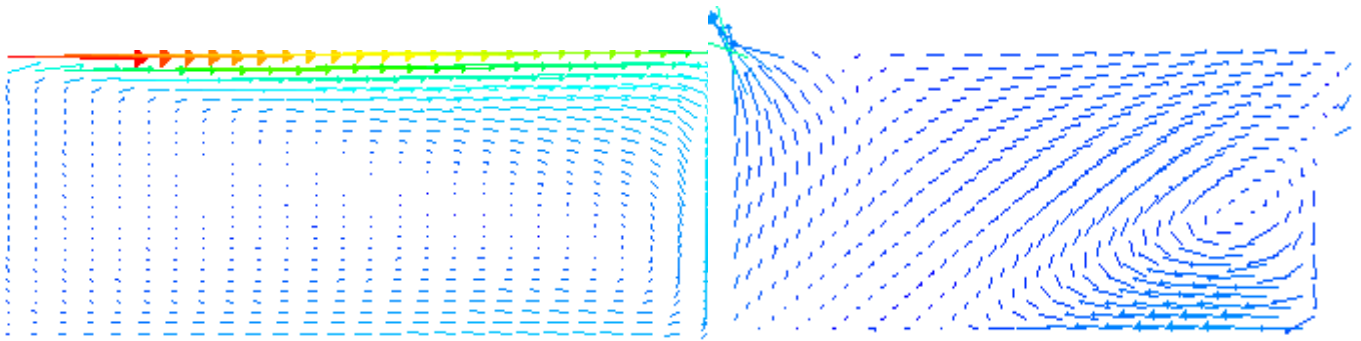


Figure IV.37- Vecteurs de vitesse $Z=5.70m$, $Z=1.26m$. Avec l'inclinaison du jet de (0°)
(Nos résultats).

Champ de vitesse et Champ de température.

Le champ de vitesse obtenu dans différents plans horizontaux apparaît sur les figures IV.38, IV.39, IV.40 et IV.41. Le module de la vitesse est correctement évalué. Les figures révèlent, en effet, une concordance remarquable en particulier dans leur partie inférieure. Contrairement dans la partie supérieure de la salle, où on observe une concordance remarquable entre les plans $y= 1.80 m$, $y= 2.46 m$, dans le cas d'un jet de soufflage incliné, et les plans $y= 2.46 m$, $y= 2.50 m$, dans le cas d'un jet de soufflage horizontal. Ce qui est expliqué par, la déviation très tôt par l'angle d'inclinaison du jet. Ceci influe directement sur les champs de vitesse obtenus dans les différents autres plans horizontaux.

Mais globalement les vitesses calculées sont inférieures aux vitesses mesurées, en particulier au centre de la pièce dans les deux cas. Et, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement se manifestent par une structure d'écoulement générale similaire aux observations expérimentales.

A propos du champ de température, lorsque nous comparons les profils de température d'air le long de la hauteur de la salle (des différents plans horizontaux). Le relevé des températures dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes. Mais tous les résultats obtenus, en général, sont presque les mêmes. Pour toutes les surfaces (sol, plafond, murs), les variations de température dans les résultats de la simulation numérique sont très faibles, considéré comme constantes. L'ensemble des températures de paroi se situe autour de $297 K$.

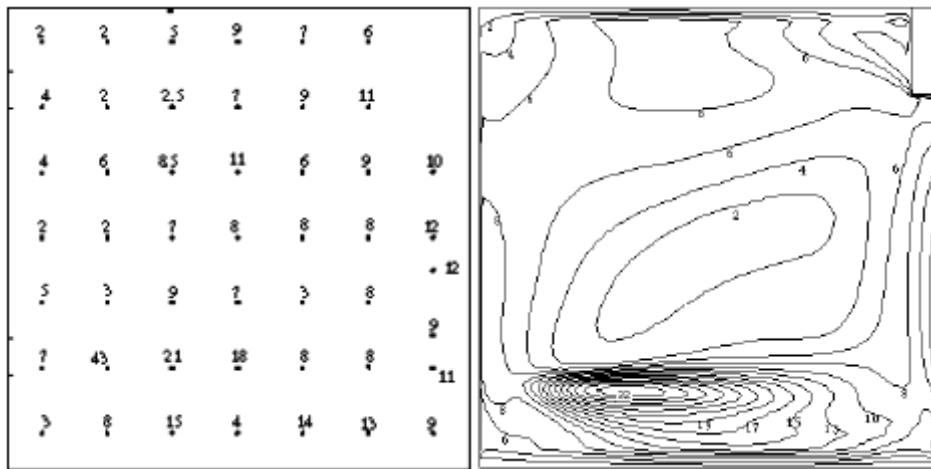


Figure IV.38- Contours de vitesse dans un plan horizontal $y=1.80$ m (expérimentale, numérique) (REGARD, 1996).

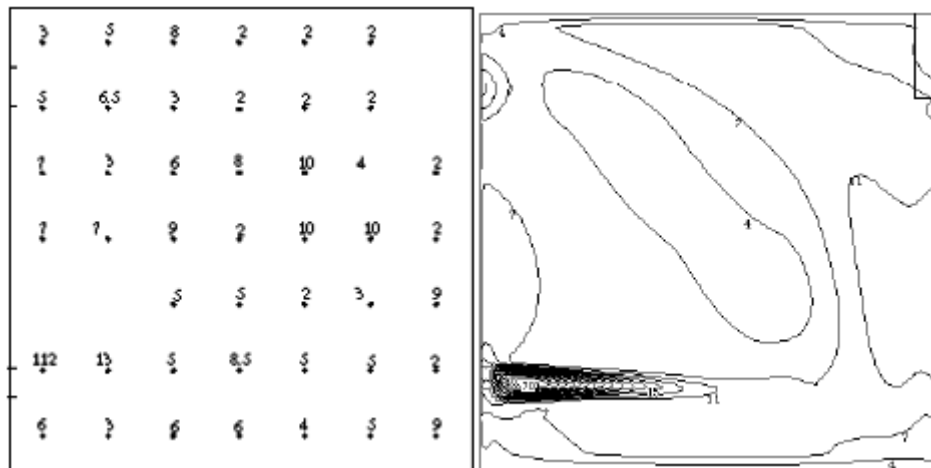


Figure IV.39- Contours de vitesse en (cm/s) dans un plan horizontale $y=2.46$ m. (Expérimental, numérique) (REGARD, 1996).

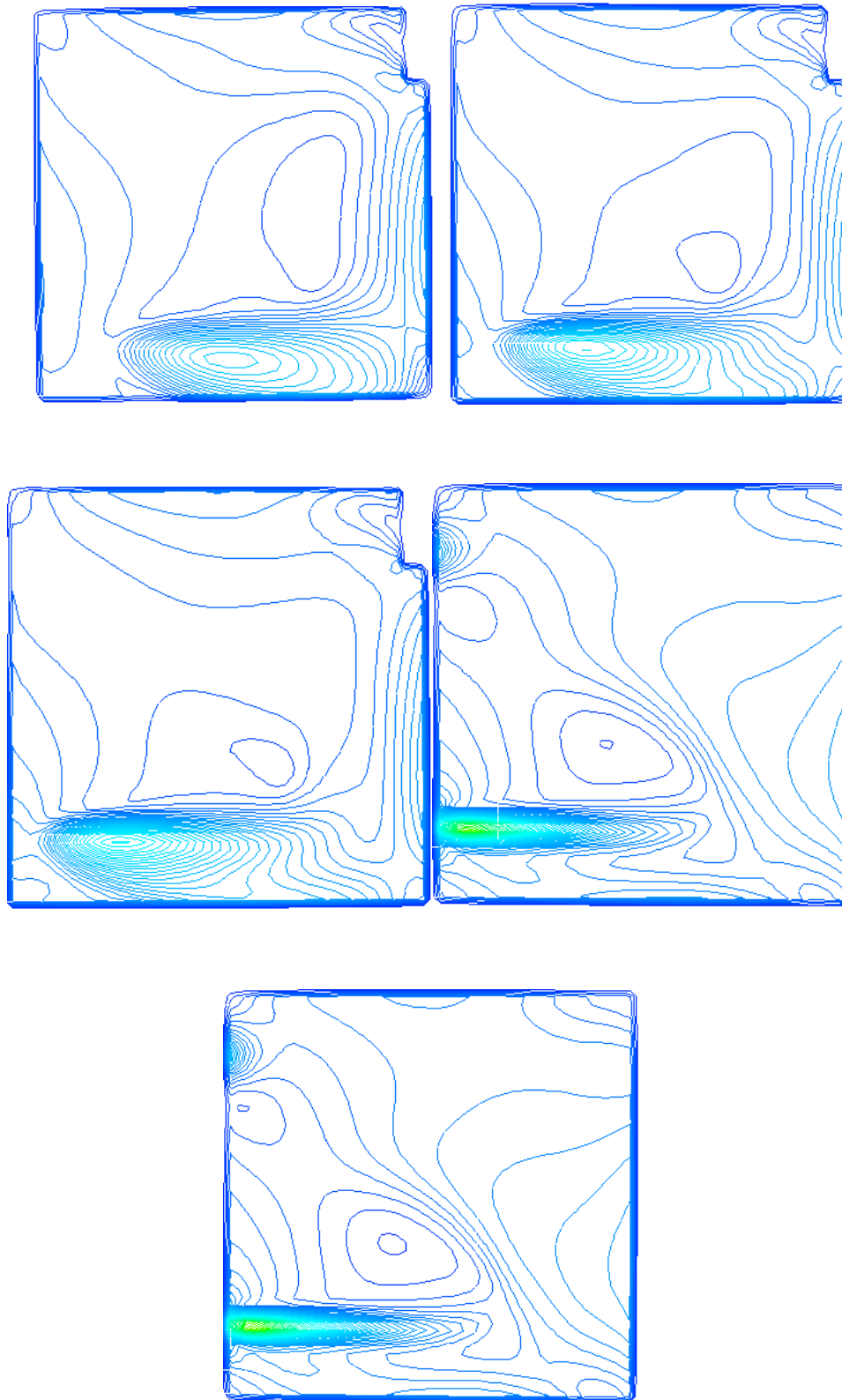


Figure IV.40- Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.46$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

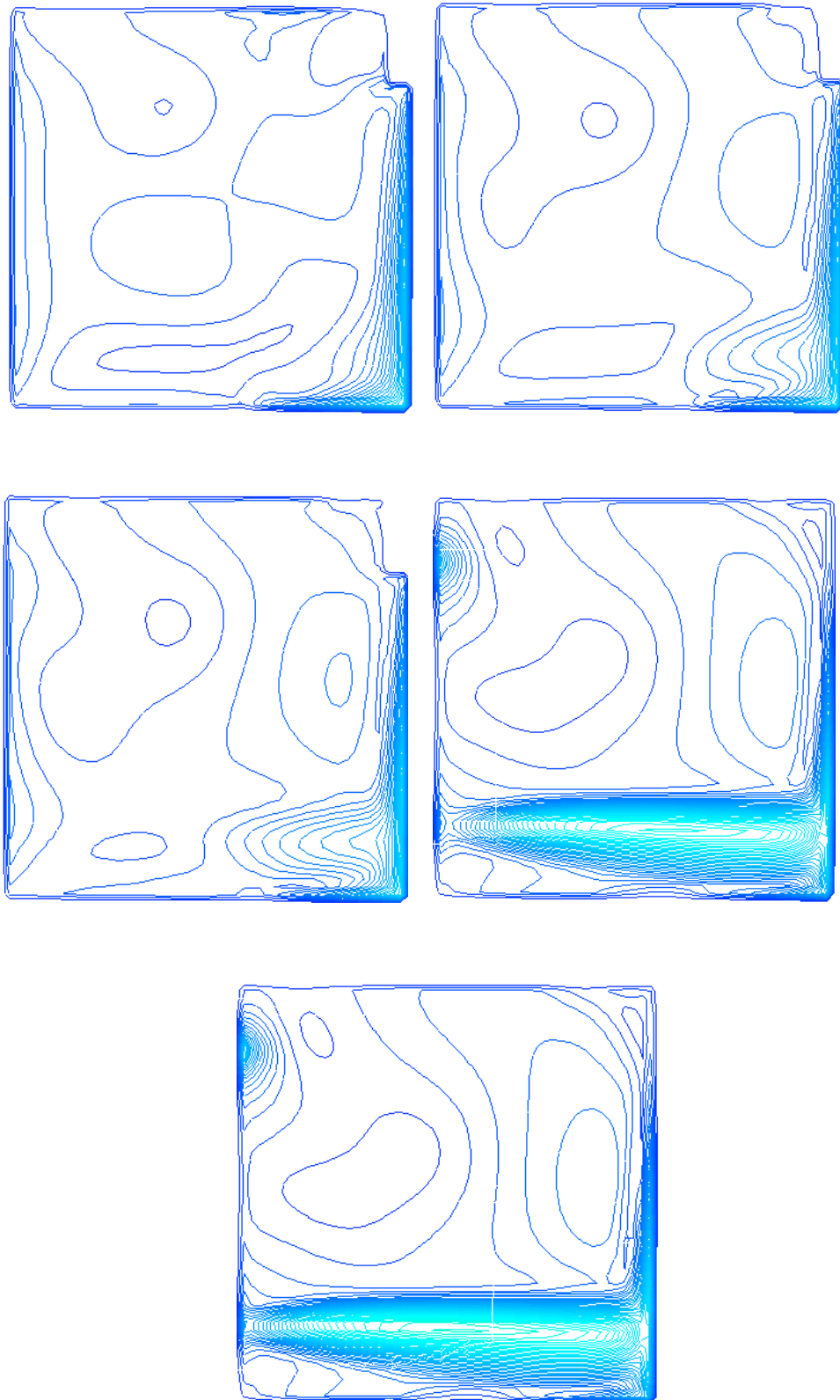


Figure IV.41- Contours de vitesse, $y=1.21$, $y=1.60$, $y=1.80$, $y=2.46$, $y=2.5$, respectivement. Avec l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).

Remarquant également que, les résultats de champ de température fournis par le code de champs *Fluent*, dans le cas d'un jet de soufflage incliné ou horizontal, avec une température de 24 °C des murs, ne permet pas de juger l'aptitude de ce code à décrire les mouvements de l'air et à évaluer la qualité de ce dernier dans le cas étudié. Car la température de l'air soufflé est de 24 °C, et est la même dans toute la salle. C'est pour cette raison que nous allons étudier le même cas avec des conditions aux limites différentes, où la température de l'air soufflé est de 24 °C, et la température de toute la salle est de 27 °C (murs, plafond, sol).

3.2. Vitesse d'entrée de 1.39 m/s, murs isothermes de 27 °C, Intensité de la turbulence I=10% et le jet de soufflage horizontal puis incliné.

Les résultats fournis par le code de champs *FLUENT*, *RANS*, *(k-ε) RNG*, présentent l'allure des écoulements, dans le cas d'un jet de soufflage incliné de 27° et horizontal, et où les murs sont isothermes à 27 °C, sont représentés sur les figures IV.42 et IV.43. Ces résultats montrent une concordance avec les observations numériques et expérimentales obtenues par *REGARD pour le jet incliné*. Les vecteurs des vitesses montrent l'existence d'une circulation relativement centrée.

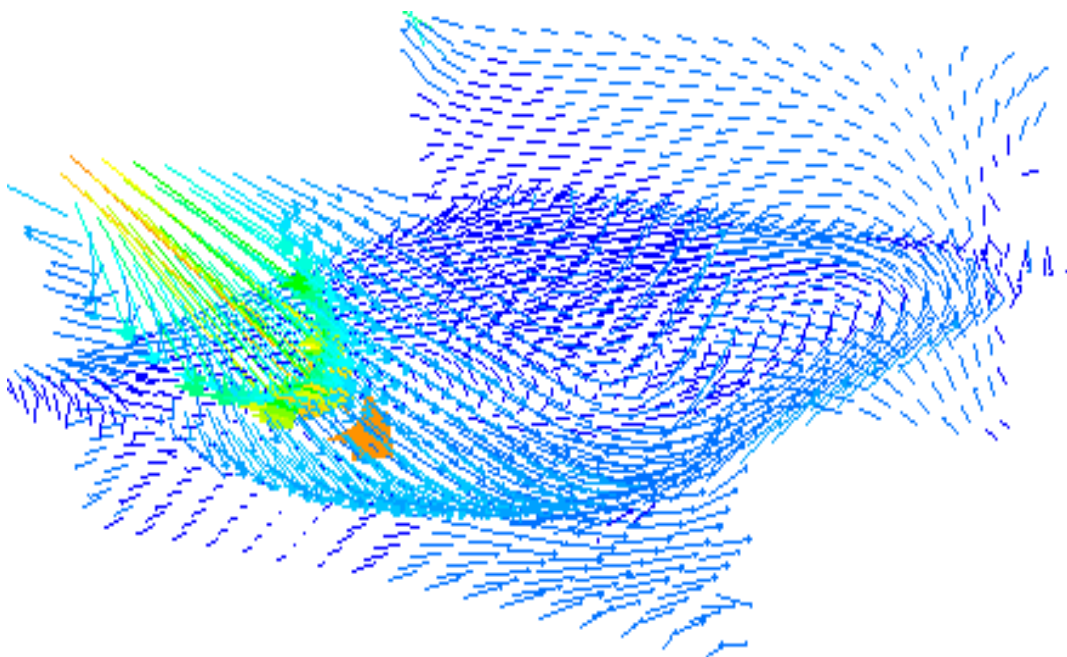


Figure IV.42 -Les résultats fournis par *Fluent*, plans $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs de 27 °C et l'inclinaison du jet de 27° (Nos résultats).

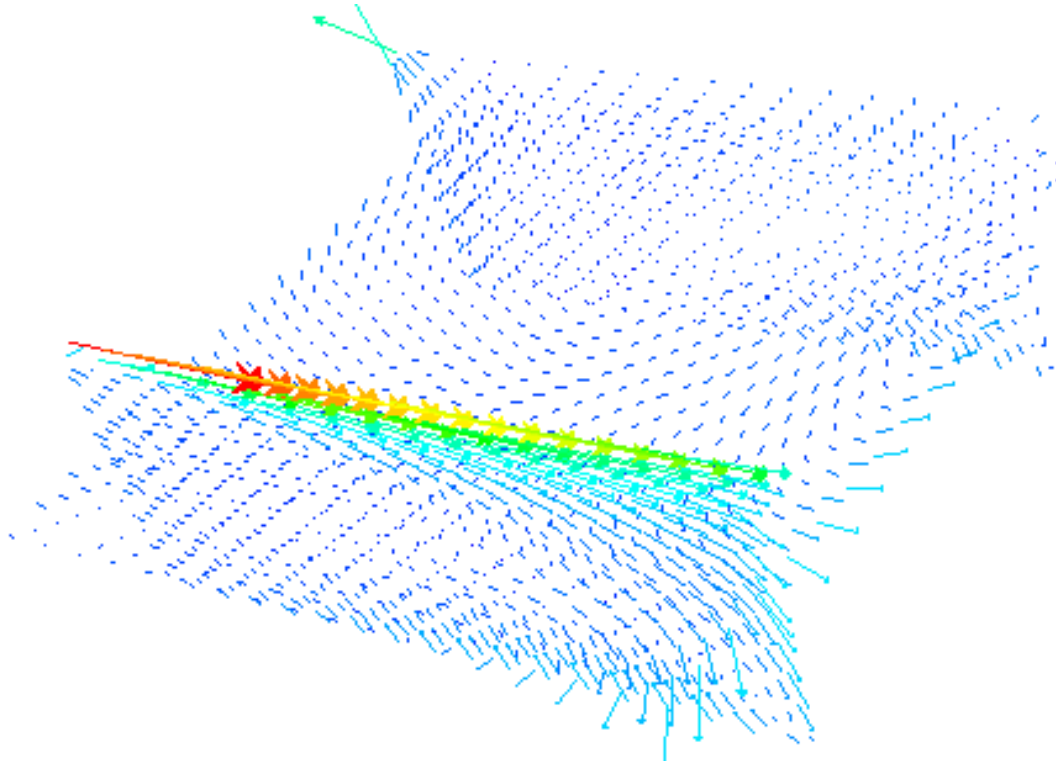
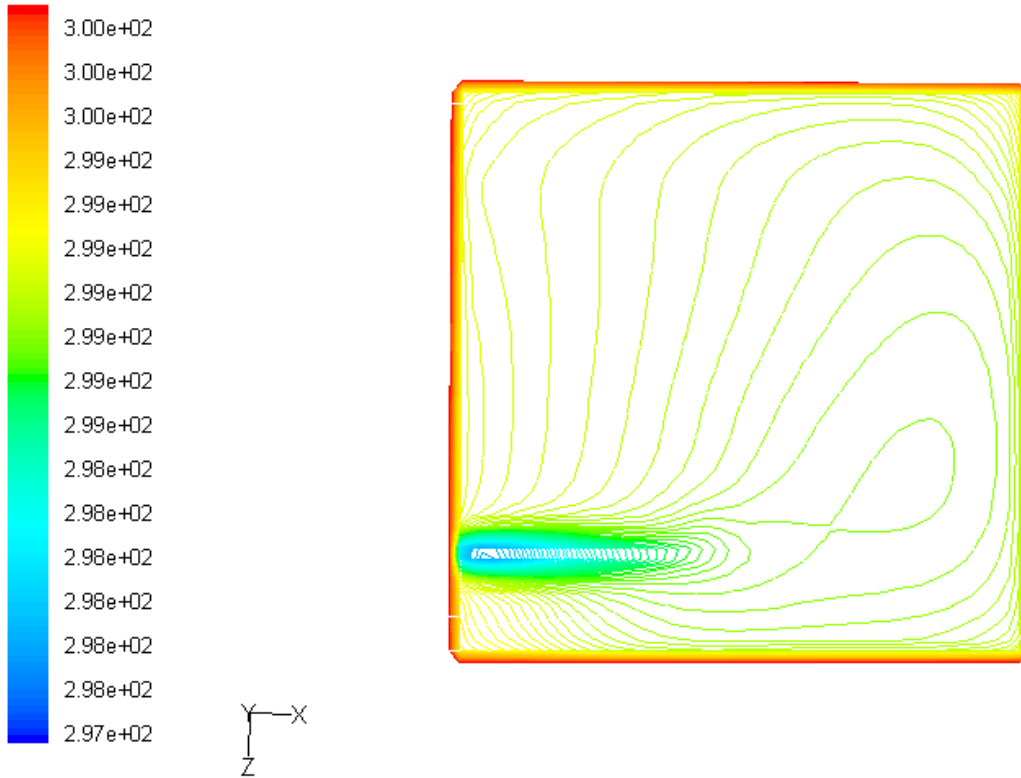


Figure. IV.43- Les résultats fournis par Fluent, plans $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs de $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ et l'inclinaison du jet de 0° (Nos résultats).

3.2.1. Analyse des résultats.

✚ Champ de température.

Dans ce cas, le relevé des températures dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes. Les résultats obtenus sont différents de ceux relatives au cas où les murs sont à $24\text{ }^{\circ}\text{C}$. L'amplitude des variations de la température la plus élevée est celle constatée sur le mur en face du jet dans les deux cas (jet horizontal ou incliné), ainsi que le parfond donnant sur l'extérieur dans le cas du jet horizontal. L'ensemble des températures de l'air du local se situe entre 298 K et 300 K (Voir figures IV.44 et IV.45). Ceci correspond aux conditions de confort.



Contours of Static Temperature (k) Jan 31, 2010
FLUENT 6.0 (3d, segregated, ske)

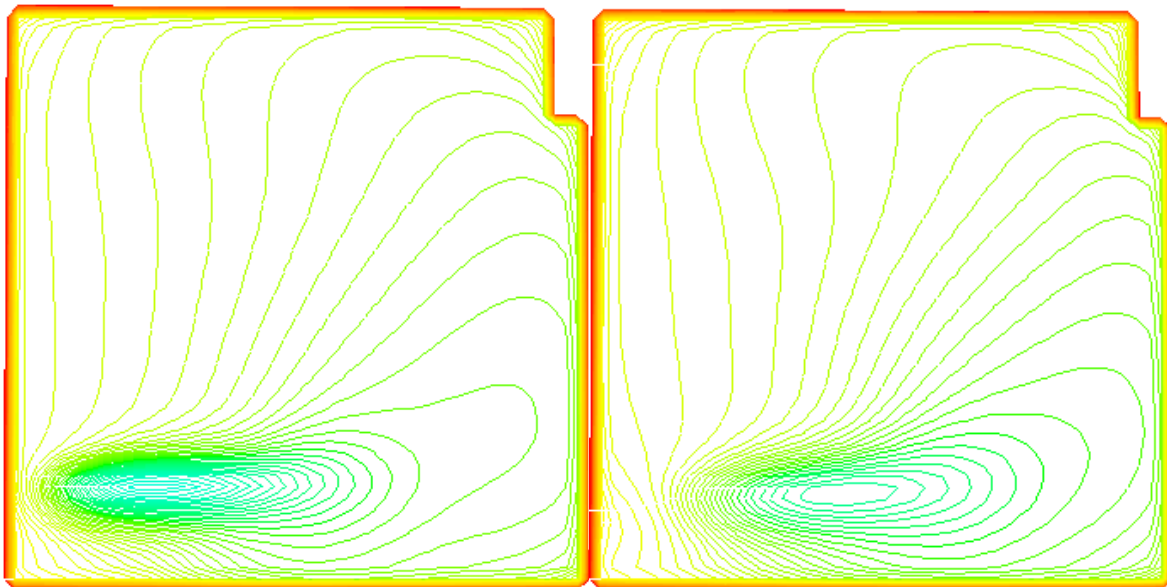


Figure. IV.44 -Les résultats fournis par Fluent, Contours de température
Plans : $y=2.5m$, $y=1.8m$, $y=1.23m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^{\circ}\text{C}$,
et l'inclinaison du jet 27° (Nos résultats).

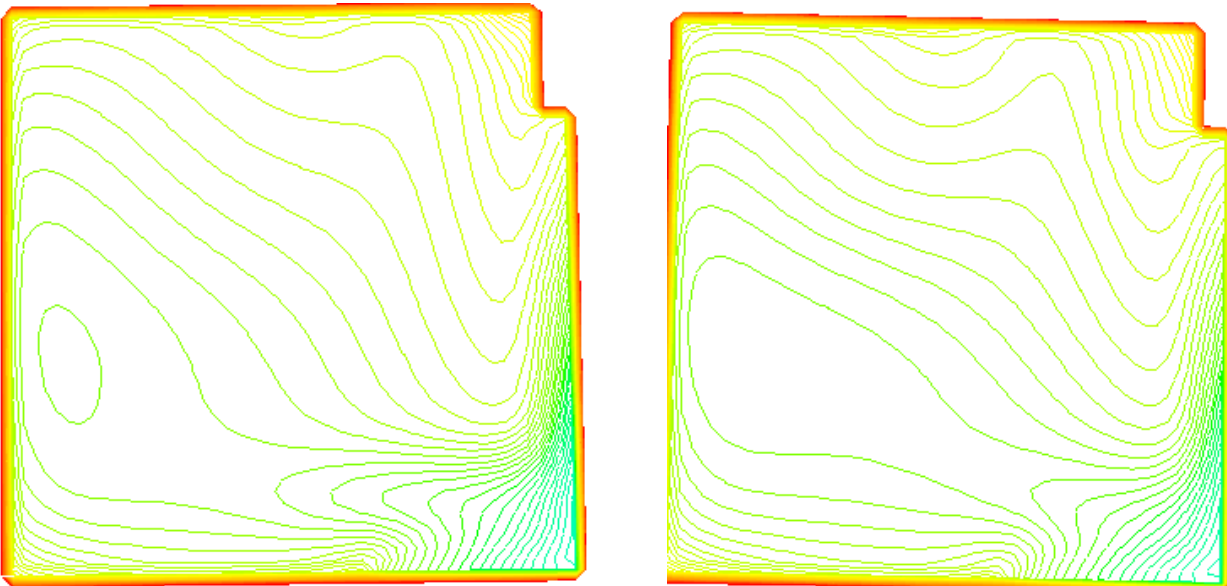
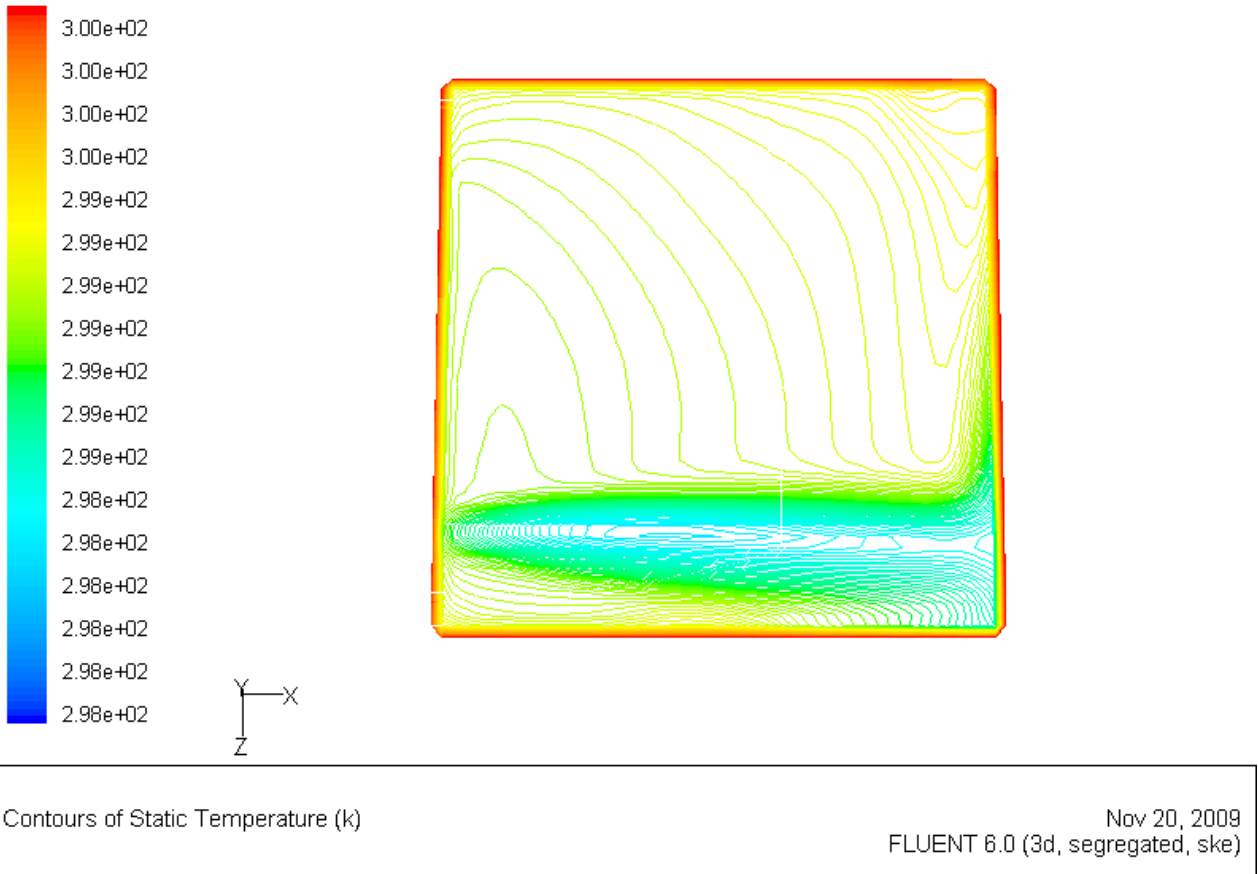


Figure. IV.45 -Les résultats fournis par Fluent, Contours de température
 Plans : $y=2.5m$, $y=1.8m$, $y=1.23m$. Avec la température des murs de $27\text{ }^{\circ}\text{C}$,
 et l'inclinaison du jet 0° (Nos résultats).

La température obtenue, à la bouche d'extraction, est pratiquement constante. Et, à la bouche de soufflage, la température de l'air soufflé est de 24 °C.

L'écart de température de 3 °C fait apparaître plusieurs phénomènes ; c'est pour cela qu'on remarque dans le plan $z = 5.70\text{m}$, un nombre important de contours de température proche de la bouche de soufflage signifie une grande variations de température. D'où dans les autres surfaces (sol, murs), les variations de température sont relativement faibles (Voir figures IV.46, et IV.47).

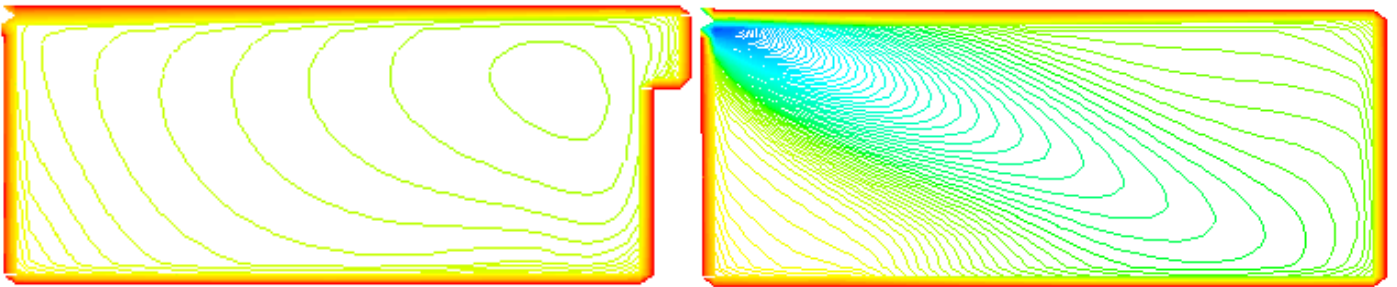


Figure IV.46-Les résultats fournis par Fluent, Contours de température pour les plans : $z=1.26\text{m}$, $z=5.70\text{m}$. Avec la température des murs à 27 °C, et l'inclinaison du jet de 27°. (Nos résultats).

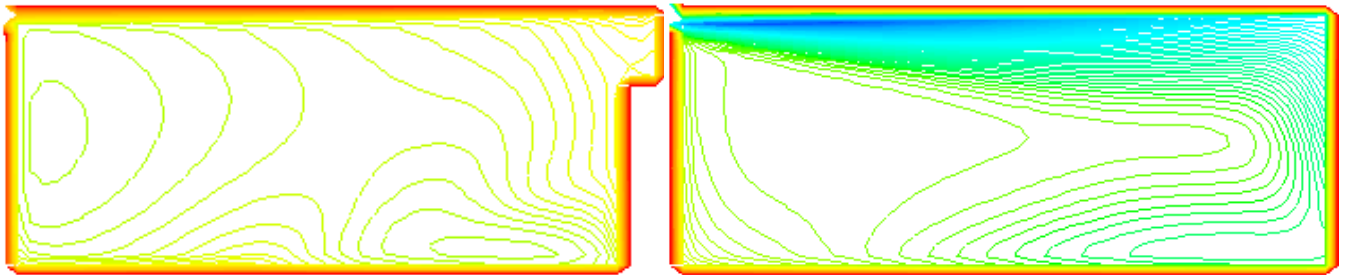


Figure. IV.47-Les résultats fournis par Fluent, Contours de température pour les plans : $z=1.26\text{m}$, $z=5.70\text{m}$. Avec la température des murs à 27 °C, et l'inclinaison du jet de 0°. (Nos résultats).

3.3. Conclusion.

Dans cette partie, nous avons étudié en (3D), un local ventilé (salle de classe) en période d'occupation (pas d'obstacles à l'intérieur du local sauf une armoire à l'extrémité du local). Notre intention était de réaliser une simulation numérique des mouvements d'air dans cette salle à travers la prédiction des profils de vitesses et de températures ; ensuite, la confrontation des résultats obtenus à des résultats expérimentaux sur site réel.

Nous avons étudié, en particulier, la sensibilité des résultats numérique aux conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local (l'inclinaison du jet d'air), ainsi que la température des murs et, nous avons montré que nos simulations numériques, à l'aide du code de champs fluent, permettent de reproduire la structure de l'écoulement dans cette salle de classe, avec cependant certaines imperfections : le cœur de la circulation se développant dans le local (où les vitesses sont plus faibles) est bien plus étendu pour la solution numérique que pour les données expérimentales.

L'inclinaison du jet de soufflage influe directement sur la structure de l'écoulement dans la salle de classe (les profils de vitesses et de températures sont différents). Le même constat a été vérifié dans le cas où la température des murs est de 27°C. Par ailleurs, en module, les vitesses calculées sont proches des vitesses mesurées, mais généralement inférieures. Cet écart entre les vitesses calculées et les vitesses mesurées dépend du débit de l'air circulé dans la salle qui est insensible au colmatage des portes et des fenêtres. Les sources possibles de fuites ou d'infiltrations sont le faux plafond, les coffres de volet roulant, ou les d'étalonnements sous portes et fenêtres. La prise en compte de tels défauts d'étanchéité à l'aide d'un code de champ ne paraît pas possible car nécessiterait la représentation de détails de l'enveloppe de dimensions rédhibitoires. On peut également penser que l'importance des débits parasites entrants en jeu n'est pas de nature à modifier fondamentalement l'écoulement dans la salle de classe.

On peut dire que de petites variations ($\pm 1^\circ$) de la direction du jet peuvent s'avérer non négligeables pour l'allure de l'écoulement, l'effet perturbateur des parois sur le jet de soufflage étant modifié. Ceci met en évidence la difficulté de définir et de mesurer des conditions aux limites précises quand on souhaite reproduire un écoulement par la simulation numérique à l'aide d'un code de champ.

Plus généralement, la complexité des conditions aux limites en vigueur dans le local ne peut être décrite à l'aide d'un code de champ, et une simplification de ces conditions, telle que nous l'avons pratiquée, est inévitable.

3.4. Vitesse d'entrée est de 1.39 m/s, les murs sont isotherme 24 °C, et l'intensité de la turbulence I=20%.

Nous étudierons dans cette partie la sensibilité de la solution obtenue aux conditions caractéristiques turbulentes du jet de soufflage. Nous avons choisi en soufflage des caractéristiques turbulentes définies par :

- une intensité de turbulence de **20%**.
- une échelle de longueur caractéristique de la turbulence égale au diamètre hydraulique **Dh** de la bouche.

Nous examinons dans cette partie l'impact de ce premier paramètre en fixant le dernier.

Comme nous pouvons le voir sur les figures qui suivent, les résultats fournis par notre modèle de code de champs **Fluent, RANS (k-ε) RNG**, semblent en très bon accord avec les observations expérimentales.

Aucun effet significatif n'est visible sur la structure globale de l'écoulement (Voir figures IV.48 et IV.49). Comme dans le cas précédant, les vecteurs vitesses montrent l'existence dans la cavité d'une circulation principale décentrée dans un plan horizontal, mais dans des plans les simulations numériques font apparaître une circulation relativement centrée. (Voir les figures suivantes).

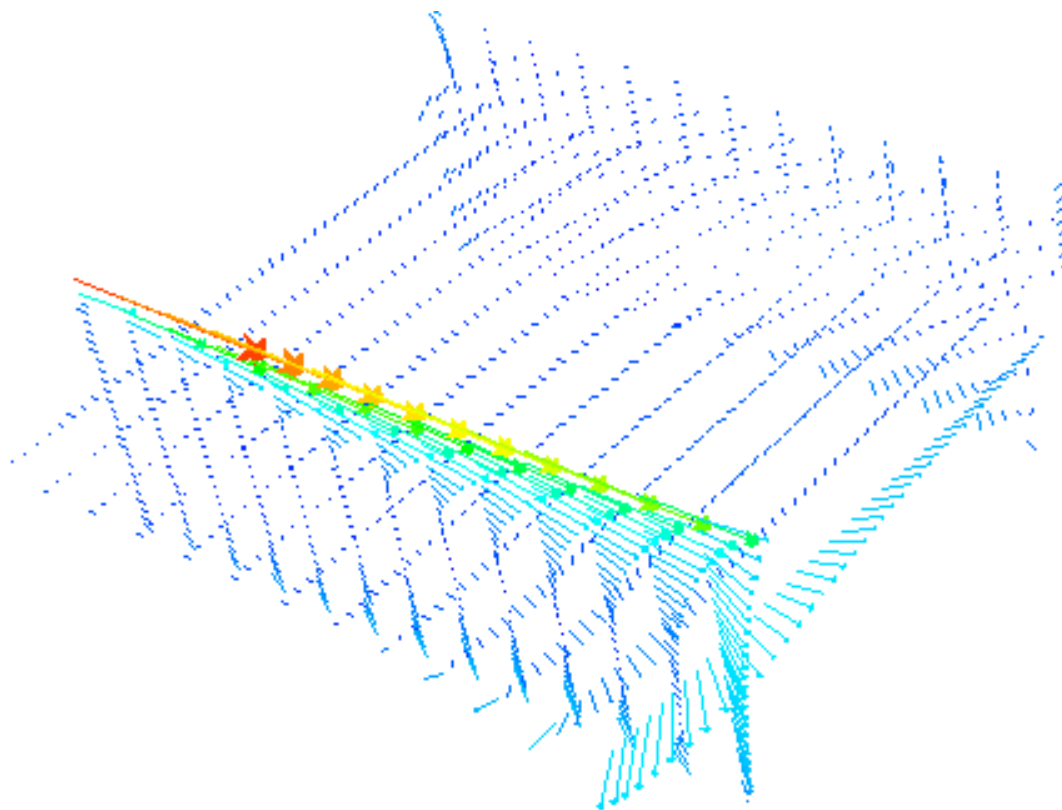


Figure IV.48 - Les résultats fournis par **Fluent** pour les plans : $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs à 24 °C et l'inclinaison du jet de 27°, l'intensité de turbulence de 20%. (Nos résultats).

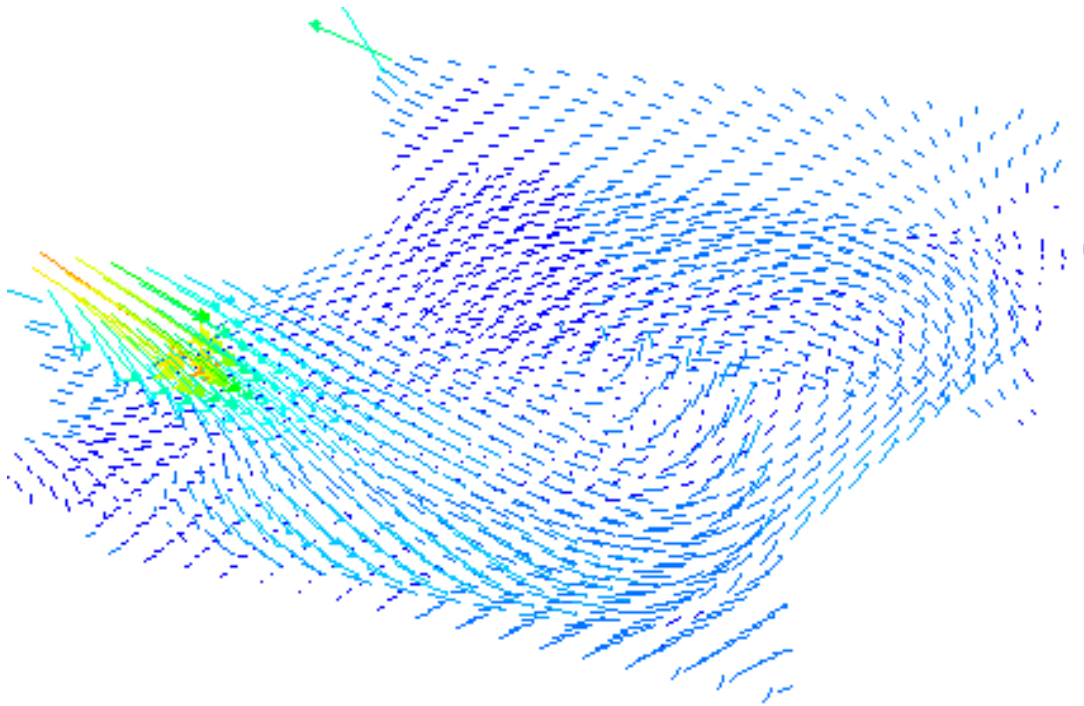


Figure. IV.49- Les résultats fournis par **Fluent** pour les plans $z= 1.26m$, $z=5.70m$, $y=1.21m$. Avec la température des murs à $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ et l'inclinaison du jet de 27° , l'intensité de turbulence de 20%. (Nos résultats).

3.4.1. Analyse des résultats.

🚦 Champ de température et Champ de vitesse.

Le relevé des températures et les champs de vitesse obtenue dans différents plans horizontaux dans le local fait apparaître plusieurs phénomènes.

Pour que les effets soient plus visibles, nous avons concentré notre attention sur la région de soufflage : la région de la pièce où ces effets se font le plus sentir.

L'observation des profils de la composante de la vitesse suivant (X) dans le plan vertical de symétrie de la bouche de soufflage, à différents abscisses, permet de voir l'influence d'une intensité de turbulence doublée (20% au lieu de 10%) qui affecte non seulement la valeur de la vitesse maximale atteinte mais aussi la localisation de ce maximum. Les vitesses atteintes au plafond sont aussi supérieures dans ce cas.

Au contraire, dans la partie du jet où les vitesses sont encore importantes, aucune influence n'est visible. Les effets apparaissent dans la zone du jet où les vitesses sont plus faibles, la décroissance de vitesse se fait plus rapidement dans le cas où l'intensité de turbulence est le plus faible. (Voir figures IV.50 à IV.58).

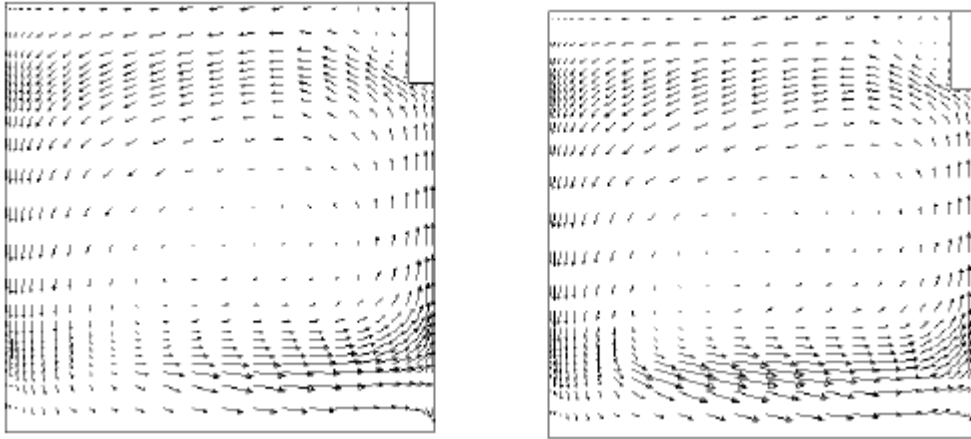


Figure. IV.50- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{ m}$, et $I=10\%$ (numérique). (REGARD, 1996).

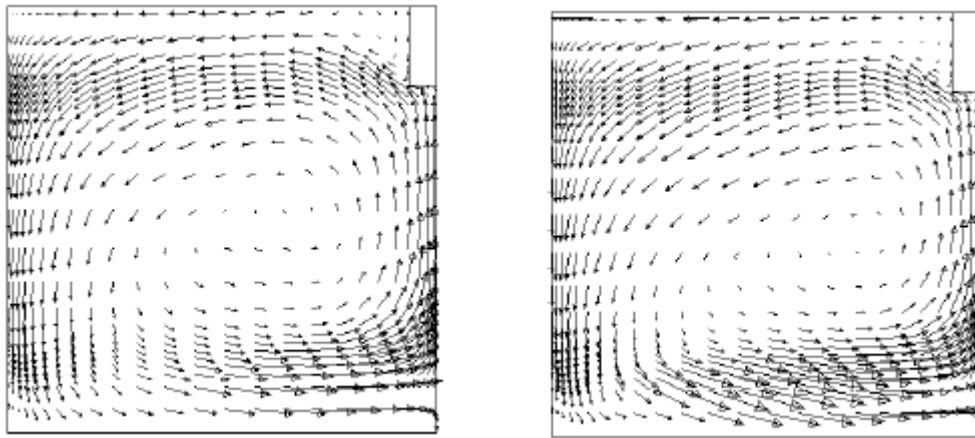


Figure. IV.51- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{ m}$ et $I=20\%$ (numérique). (REGARD, 1996).

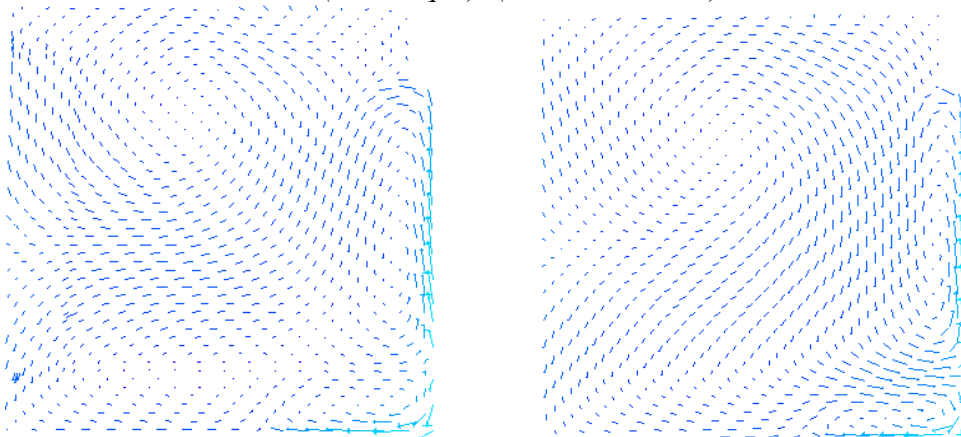


Figure. IV.52- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23\text{m}$, $y=1.60\text{ m}$. Avec la température des murs à $24\text{ }^\circ\text{C}$, l'inclinaison du jet de 0° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

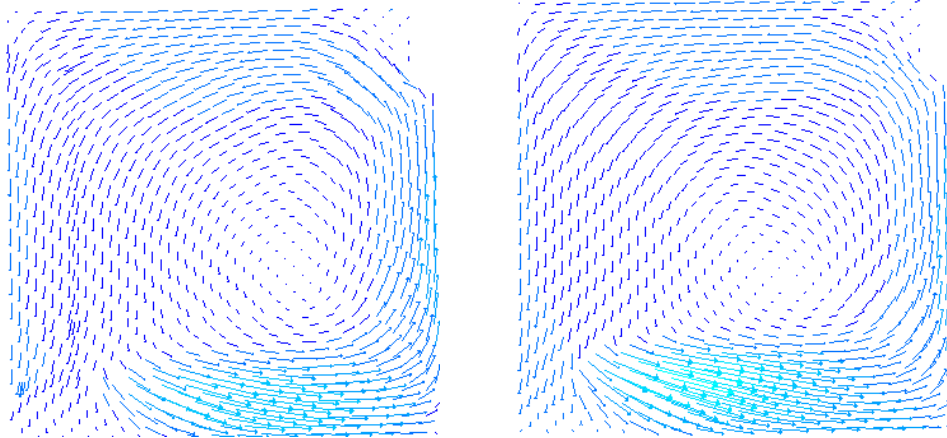


Figure. IV.53- Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23m$, $y=1.60 m$. Avec la température des murs à $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'inclinaison du jet de 27° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

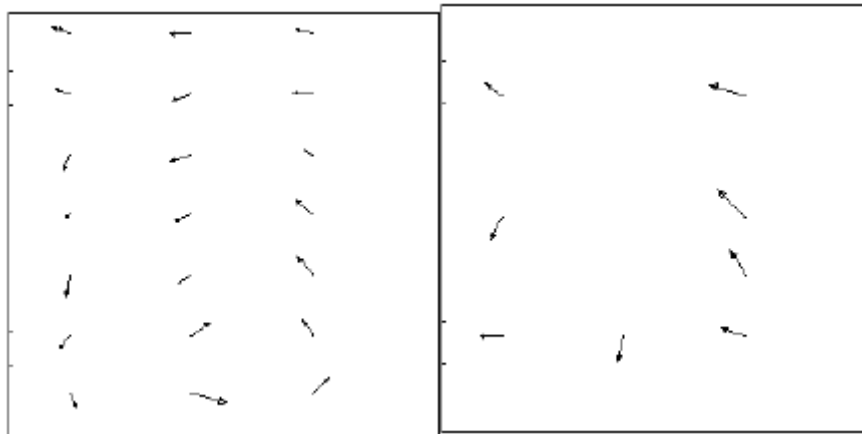


Figure. IV.54-Vecteurs de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.23m$, $y=1.60 m$ et $I=20\%$ (expérimentale) (REGARD, 1996).

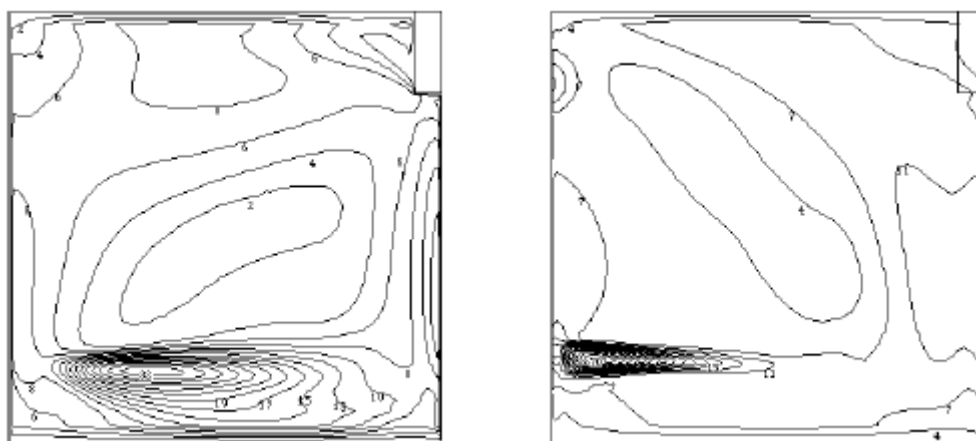


Figure. IV.55- Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80 m$, $y=2.50 m$ et $I=10\%$ (numérique) (REGARD, 1996).

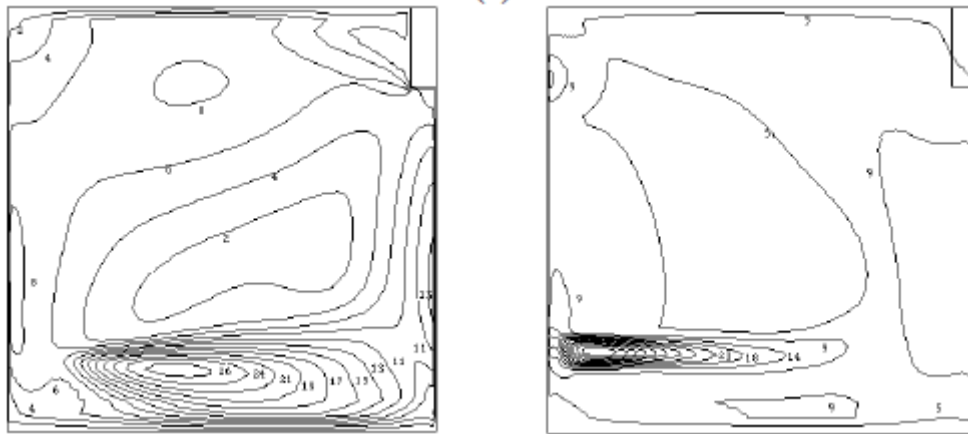


Figure. IV.56- Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=1.80\text{ m}$, $y=2.50\text{ m}$ et $I=20\%$ (numérique) (REGARD, 1996).

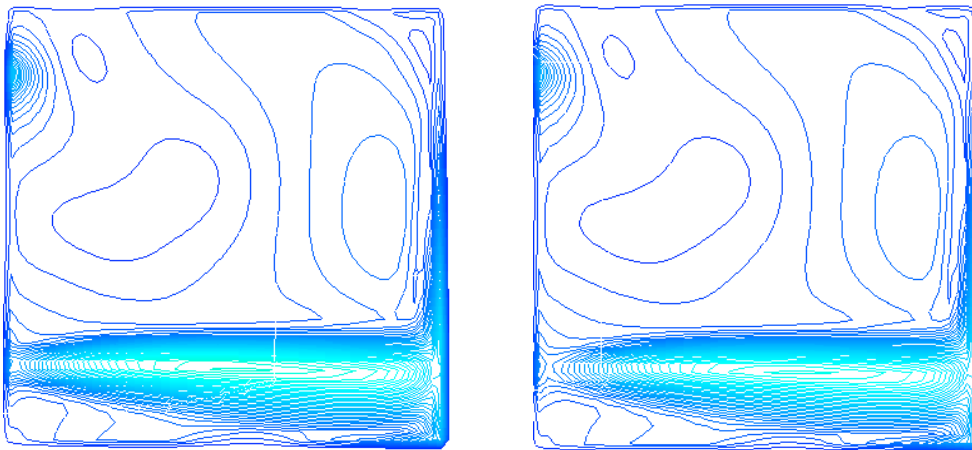


Figure. IV.57- Contours de vitesse dans un plan horizontal : $y=2.50\text{ m}$, $y=2.46\text{ m}$. Avec la température des murs de 24 °C , l'inclinaison du jet de 0° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

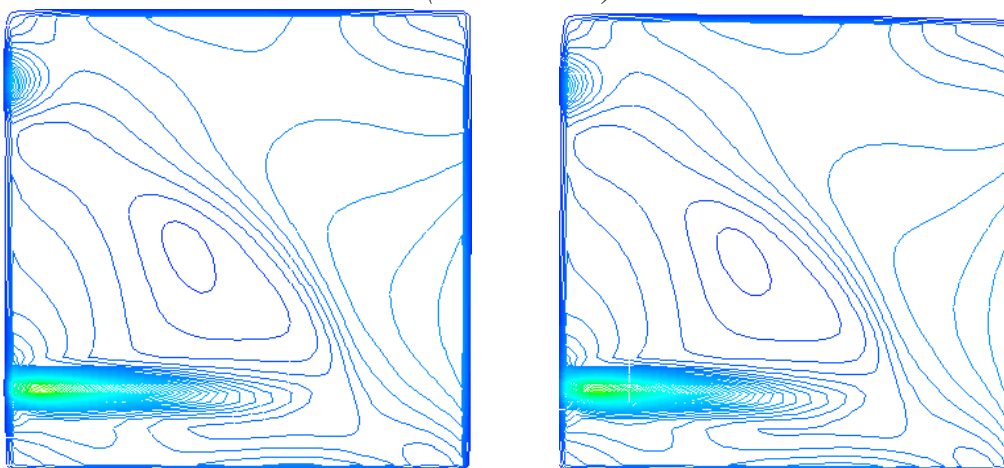


Figure. IV.58- Contours de vitesse dans un plan horizontale : $y=2.50\text{ m}$, $y=2.46\text{ m}$. Avec la température des murs de 24 °C , l'inclinaison du jet de 27° , et l'intensité de turbulence $I=20\%$. (Nos résultats).

Comme nous pouvons le constater sur les figures ci-dessus, les résultats fournis par notre modèle semblent en très bon accord avec les observations expérimentales. Globalement, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement se manifestent par une structure similaire aux données expérimentales.

3.5. Conclusions.

Dans cette partie, nous avons étudié en (3D), le même local. Mais, dans ce cas, notre objectif était d'étudier la sensibilité des résultats numérique obtenus à un type particulier de conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local : l'intensité de la turbulence qui est passée de $I=10%$ à $20%$.

Et, nous avons montré que nos simulations numériques des mouvements d'air sont en bon accord avec les mesures expérimentales de vitesses, tant en direction qu'en norme. Par ailleurs certaines tendances locales de l'écoulement ne sont pas du tout reproduites par la simulation numérique. Mais globalement, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement, obtenus par le modèle de code de champs *Fluent*), se manifestent par une structure d'écoulement similaire aux observations expérimentales.

Notant que le comportement du jet issu de la bouche de soufflage est aussi quelque peu altéré. Ceci peut s'expliquer par le fait que nos simulations ont été réalisées en situation isotherme.

La solution numérique du problème, du moins concernant l'allure de l'écoulement s'avère être surtout sensible à l'intensité de turbulence du jet.

Indépendamment de la vitesse du jet, cette intensité détermine en effet la puissance de pénétration du jet dans l'air du local ainsi que sa rapidité à s'infléchir.

Après cette comparaison entre les prédictions des profils de température et les données expérimentales, on peut conclure que le *RANS (k-ε)*, peut apporter un niveau de détail suffisant pour des applications de confort thermique.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Conclusion générale et Perspectives.

Au cours de cette étude, nous avons tout d'abord définis la notion de confort thermique et détaillé les facteurs ayant une incidence sur ce dernier, avant de montrer l'intérêt de disposer d'une plateforme de simulation permettant de moduler les niveaux de détail pour la contribution à l'étude des mouvements d'air dans un local d'habitation à l'aide d'un code de champ. (Simulation numérique).

Nous avons présenté les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (*nodale, zonale et CFD*). L'analyse bibliographique permet de montrer l'enrichissement du modèles (*CFD*) (*Computational fluid dynamics*), en particulier le logiciel *Fluent*, avec le modèle de turbulence (*k-ε*), associé à l'hypothèse de *boussinesq*, qui est le plus utilisé dans la majorité des travaux, à cause de sa facilité de mise en œuvre numérique pour différentes configurations de bâtiments, et les bons résultats obtenus en comparaisons avec celles expérimentaux. Mais on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code champ (*CFD*), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison que notre étude été à chaque fois limitée à un local qui fait partie d'un ensemble d'un bâtiment.

Après avoir présenté les différents modèles de turbulences utilisés dans les modèles (*CFD*) (*Computational fluid dynamics*), une étude comparative entre les modèles de turbulences *RANS (k-ε)*, *RNG*, *RANS (k-ε) Standard*, *LES* et *DNS* est réalisée. Dans cette étude, nous avons conclu que les modèles basés sur les contraintes de *REYNOLDS*, et *L.E.S*, offrent des performances légèrement supérieures au modèle standard *RANS (k-ε)*. Mais avec des temps de simulation beaucoup plus long (entre 3 et 10 fois selon les cas). Cette catégorie de modèles nécessite donc encore des développements pour répondre à la spécificité des écoulements d'air dans les bâtiments. La méthodologie mise en œuvre pourra tout à fait s'appliquer à d'autres méthodes *CFD*. Et dès que le temps de calcul deviendra acceptable, nous pourrons utiliser une autre méthode que les modèles *RANS (k-ε)*.

Et pour déterminer numériquement les zones de confort et d'inconfort, et illustrer virtuellement les mouvements d'air au sein des locaux, avec différents niveaux de finesse, ainsi que l'influence des conditions aux limites sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans les locaux. Nous

nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température par une modélisation à l'aide d'un code de champs *Fluent*. Et pour des raisons de validation avec les résultats expérimentales, ainsi que l'objectif à atteindre par notre étude, nous avons choisi quatre travaux en (2D) et (3D), où en jouant sur la taille des mailles, et les conditions aux limites, ainsi qu'au type de convection (forcée ou, mixte).

Ensuite, nous avons montré l'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille, nous avons montré que le modèle *RANS (k-ε)*, à maille grossière se révèle être une bonne alternative, et ceci pour des temps de calcul restant raisonnables pour des problèmes bidimensionnels pour différentes configurations de bâtiments. Ainsi, nous avons pu démontrer l'intérêt d'utiliser des modèles *RANS (k-ε)*, à maille grossière ou conventionnelle dans ce type d'études, dans le cas de convection naturelle, forcée, ou mixte. De plus les résultats obtenus par le modèle de code de champs *Fluent CFD, RANS (k-ε)*, soit avec maillage grossière ou suffisamment fin, sont en très bon accord avec ceux présentés par les autres modèles, surtout dans les mailles suffisamment fins.

De même, pour les autres applications présentées dans ce document, comme la réalisation d'une simulation numérique en (3D), des mouvements d'air dans une salle de classe par détailler les prédictions des profils de vitesses et températures, sont en très bon accord avec ceux présentés par les résultats expérimentaux (site réel).

Et pour étudier de la sensibilité des résultats numérique obtenus à certaines conditions aux limites au niveau de la bouche d'entrée du local, le type des murs, et l'intensité de la turbulence $I=10\%$, puis 20%).

Nous avons montré que nos simulations numériques permettent de reproduire la structure de l'écoulement dans la salle de classe, cependant certaines différences notables sont constatées, comme par exemple les modules de vitesses calculées sont proches des vitesses mesurées, mais généralement inférieures. Cet écart de différence est dû au colmatage des sources possibles de fuites ou d'infiltrations, qui sont faux plafond, les coffres de volet roulant, ou les d'étalonnements sous portes et fenêtres. Plus généralement, la complexité des conditions aux limites en vigueur dans le local ne peut être décrite à l'aide d'un code de champ, et une simplification de ces conditions, telle que nous l'avons pratiquée, est inévitable. Alors on peut juger que l'aptitude d'un code CFD à décrire les mouvements de l'air et à évaluer la qualité de l'air, en confrontant résultats numériques et résultats expérimentaux, est réalisable fiable, et pratique.

Et enfin nous avons étudié la sensibilité de la solution obtenue aux conditions caractéristiques turbulentes du jet de soufflage. Où nous avons adopté en soufflage des caractéristiques turbulentes définies par, une intensité de turbulence de 20% , et une échelle de longueur caractéristique de la

turbulence égale au diamètre hydraulique D_h de la bouche. Pour raison d'examiner partie l'impact de ces deux paramètres. Et nous avons montré que nos simulations numériques des mouvements d'air dans cette salle de classe se confrontent relativement bien avec les mesures expérimentales de vitesse réalisées in situ, tant en direction qu'en norme. Par ailleurs certaines tendances locales de l'écoulement ne sont pas du tout reproduites par la simulation numérique. Mais globalement, les résultats de la simulation numérique de l'écoulement obtenus par le modèle de code de champs **Fluent CFD, RANS, RNG ($k-\epsilon$)**, se manifestent par une structure d'écoulement similaire aux observations expérimentales.

Notant que le comportement du jet issu de la bouche de soufflage est aussi quelque peu altéré. Ceci peut s'expliquer par le fait que nos simulations ont été réalisées en situation isotherme.

La solution numérique du problème, du moins concernant l'allure de l'écoulement s'avère être surtout sensible à l'intensité de turbulence du jet. De petites variations ($\pm 1^\circ$) de la direction du jet peuvent s'avérer non négligeables pour l'allure de l'écoulement, l'effet perturbateur des parois sur le jet de soufflage étant modifié. Ceci met en évidence la difficulté de définir et de mesurer des conditions aux limites précises quand on souhaite reproduire un écoulement par la simulation numérique à l'aide d'un code de champ. Indépendamment de la vitesse du jet, cette intensité détermine en effet la puissance de pénétration du jet dans l'air du local, ainsi que sa rapidité à s'infléchir.

Enfin nous voulons souligner l'importance d'étudier à l'avenir un moyen de déterminer le compromis entre la densité minimale de la grille pour les méthodes **RANS ($k-\epsilon$)**, et la qualité des résultats obtenus. Ainsi, à plus long terme, nous pouvons envisager de bâtir une plate-forme de simulation permettant le partage de l'information entre différents codes de calcul liés au processus de conception du bâtiment. Cette démarche est aujourd'hui amorcée, et l'interopérabilité entre codes de calcul devrait progresser rapidement dans les années à venir.

ANNEXES ET REFERENCES

Annexes et références.

ANNEXE -A-**II.5. L'approximation de BOUSSINESQ.**

Boussinesq a été le premier à en utiliser l'équation d'état pour traiter des problèmes de convection naturelle. Toutefois, dans le calcul analytique, il supposait le fluide iso volume, sans aucune justification car cela n'était qu'une commodité pour surmonter des difficultés mathématiques. Cette hypothèse n'est valide qu'à des liquides à température basse par rapport à la température critique et subissant une variation maximale (∂T) de température telle que :

$$\beta \partial T \leq 4\% \quad (\text{A.1})$$

C'est-à-dire, lorsque les différences de température sont de l'ordre d'une dizaine de degrés, et le nombre de *Mach* est également faible. (GENIK, 2006).

Alors, au lieu de calculer la densité d'après la loi de gaz parfait comme dans le modèle compressible, celle-ci est supposée constante dans tous les termes des équations gouvernantes de mouvement : ($\rho = \rho_0$), sauf dans le terme de gravité des équations de quantité de mouvement ($-\rho g$), pour lequel elle est supposée dépendre linéairement de la température.

En faisant un développement de *Taylor* d'ordre (01) de la masse volumique, on obtient :

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p (T - T_0) + \theta(\Delta T^2)$$

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \rho_0 (T - T_0) + \theta(\Delta T^2)$$

Alors : □

$$\rho - \rho_0 = -\beta \rho_0 (T - T_0) \quad \square \square \square \square$$

Avec □ □

$$\square \square \square \square \square \quad \beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$$

(A.2)

Dans cette approximation, la densité s'écrit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{A.3})$$

Où :

ρ_0 : est la masse volumique à T_0 .

β : Le coefficient de dilatation thermique (d'expansion thermique).

C'est-à-dire que la variation de la masse volumique est linéaire en fonction de la température dans le terme de gravité. ([RJUSCH, 2002](#)).

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.

ANNEXE - B-

1. Modèles de turbulence.

1.1. Modèles D.N.S. (Direct Numerical Simulation).

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 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. La **DNS** reste très coûteuse en moyen de calcul et donc limité à des nombre de **Rayleigh** modérés. (*MORA, 2003 ; HAMMAMI, 2005*).

1.2. Modèles RANSE (Reynolds average Navier-Stocks equations).

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 (k-ε)** 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.

1.3. Modèles LES (Large Eddy Simulation).

L'intérêt principal de cette modélisation est l'accès à l'évolution temporelle du champ de l'écoulement. La prise en compte de toutes les échelles de la turbulence (*DNS*) n'étant pas possible, on se contente de résoudre les grandes échelles et de modéliser ses interactions avec les petites échelles moyennant un modèle de sous-maille adéquat.

La prédiction des grandes structures permet de décrire la topologie globale propre à chaque écoulement. Ces structures sont essentiellement responsables des mécanismes des transferts turbulents. Par ailleurs, par un choix judicieux de la longueur de coupure, on peut espérer une certaine universalité du comportement de la turbulence aux petites échelles.

Brièvement le formalisme de cette approche consiste à appliquer sur l'ensemble des équations de l'écoulement, un filtre spatial de largeur égale à la taille des plus petites structures qu'on souhaite résoudre. Etant donnée la non linéarité du terme convectif, comme pour les modèles statistiques, des termes supplémentaires apparaissent. La méthode *L.E.S.* représente a priori le meilleur compromis pour prédire un écoulement turbulent : moins coûteuse qu'une approche *D.N.S.*, mais elle reste plus précise qu'un modèle moyenné de Reynolds. La *LES* malgré ses nouvelles perspectives, se heurte à plusieurs difficultés. En effet, l'interaction entre grandes et petites structures n'est pas évidente à modéliser. (*MORA, 2003 ; HAMMAMI, 2005; IBRIR., 2006*).

1.4. Modèles sélectifs ou mixtes (dynamiques).

La modélisation classique est basée essentiellement sur la cascade de Kolmogorov où l'énergie est

retirée en moyenne des grandes structures et dissipée par les petites. Cependant d'autres modes de transferts liés à l'imprédictibilité ainsi que le caractère intermittent de la turbulence, peuvent se produire telle que la cascade d'énergie inverse (back-scatter). Ce défi est à l'origine du développement des **modèles dits dynamiques** qui sont malheureusement encore plus coûteux en termes de calcul et de mise en œuvre. Une autre difficulté des modèles classiques concerne la localisation de la turbulence dans l'écoulement. En effet, une diffusion excessive de l'énergie turbulente peut inhiber les mécanismes de transition de l'écoulement à la turbulence. Dans cet esprit, les **modèles dits sélectifs**, sont en développement. L'autre difficulté majeure réside dans le traitement des zones pariétales pour la simulation des grandes échelles. La simulation de cette zone exige des raffinements du maillage très onéreux. Ces zones sont souvent modélisées à part, par exemple, à l'aide des lois de paroi comme avec les autres modèles de turbulence.

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.*).

1.5. Modèles du tenseur de Reynolds (RSM).

La modélisation de ces nouvelles corrélations supplémentaires permettra la fermeture du système d'équations. Ces termes sont régis par des équations d'ordre supérieur. Etant données les difficultés, il est rare en littérature de trouver des fermetures de niveau plus élevé que le second ordre et on se contente ainsi d'une modélisation directe de ces dernières corrélations. Ceci est à l'origine des modèles dits du tenseur de Reynolds (*RSM*) ou R_{ij} . Cette modélisation (*RSM*) représente déjà un travail important, difficile et pas totalement maîtrisé. Il en existe différents variant, du modèle standard au **modèle de Durbin (modélisation type *k-ε* à deux équations basées sur le premier gradient et du deuxième ordre - 1993)**. La difficulté majeure concerne la modélisation du terme de corrélation de la fluctuation de pression - tenseur de déformation. Ce terme est généralement décomposé en une contribution linéaire par rapport au tenseur de Reynolds, une partie non linéaire ainsi qu'un terme d'écho de la paroi.

L'approche standard modélise les effets de paroi à l'aide d'une fonction de paroi très élémentaire et qui traduit mal la physique. Dans le modèle de **Durbin**, ces effets sont modélisés au second ordre et

donnent des résultats assez proches de la simulation directe. Le modèle de **Durbin** a été amélioré par une meilleure évaluation des corrélations triples sur la base de **DNS**, ainsi que la prise en compte des termes de production. En plus des difficultés de modélisation des différentes corrélations, **ce modèle R_{ij} nécessite la résolution de quatorze équations (continuité, quantité de mouvement, énergie, tenseurs de Reynolds et flux thermiques turbulents)**. Les fermetures introduites pour ces équations exigent en général, la résolution de trois équations supplémentaires, une pour la dissipation ε , une pour la fluctuation thermique θ^2 et une pour la dissipation de cette fluctuation ε_θ . La bonne performance d'un tel modèle de calcul est malheureusement assez coûteuse en temps de calcul. Cette difficulté incite les industriels à utiliser des concepts plus simples en modélisant directement les tensions de Reynolds et les flux turbulents à partir de grandeurs connues (ou moyennant quelques équations supplémentaires).

1.6. Modèles Sem-empiriques.

➤ Modèles algébriques ou à zéro équation.

Il existe plusieurs types de fermetures qui ont été proposés pour modéliser les coefficients de viscosité (respectivement diffusivité thermique), comme le montre le Tableau. A.1 présentée ci-dessous :

Type de modèle	Equations supplémentaires	Viscosité turbulente
Zéro équation (Purement algébrique)	Longueur de mélange en fonction de la géométrie (distance à la paroi : y,...)	$\nu_t = l_\mu^2 \left \frac{dU}{dy} \right $ avec $l_\mu = \kappa y$ zone logarithmique (couche limite)
Une équation	Equation de l'énergie cinétique turbulente k	$\nu_t = l_\mu \sqrt{k}$ avec $l_\mu = C_\kappa y$ zone logarithmique (couche limite)
Deux equations k- ε	Equations de l'énergie cinétique turbulente k et de sa dissipation ε	$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ (Modèle standard)

Tableau.B.1 : Différents types de fermetures basés sur le concept de la viscosité turbulente.

A. Modèles de type longueur de mélange.

Ce modèle a été développé par **PRANDLT** dans les années vingt, 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 :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{B.1})$$

Par analogie avec la théorie cinétique des gaz, on peut définir une longueur dite 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 :

$$u'_i = U_i(x_j + l_m) - U_i(x_j) \cong l_m \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right]_{x_j=x_{j0}} \quad (\text{B.2})$$

Au cours du mélange turbulent, on peut supposer que u'_i et u'_j sont du même ordre de grandeur :

$$|u'_i| \approx |u'_j| \quad \text{et} \quad \overline{u'_i u'_j} \approx |u'_i| |u'_j| \quad (\text{B.3})$$

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

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{B.4})$$

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

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} = l_m^2 \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right| \quad (\text{B.5})$$

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

*Région de paroi : $l_m = 0.46 x_j \left(1 - e^{-\frac{x_j^+}{26}} \right)$, x_j est la distance à la paroi, et $x_j^+ = \frac{x_j}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}$

*Région logarithmique $l_m = 0.46 x_j$

*Région externe $\frac{l_m}{\delta} = 0.085 \tanh\left(\frac{0.46 x_j}{0.085 \delta}\right)$ où δ l'épaisseur de la couche limite

conventionnelle.

B. Le modèle de la viscosité turbulente.

Le modèle de la viscosité turbulente a été énoncé en premier lieu par **Boussinesq** (1877) puis développé par **Prandtl** (1925). Il consiste à modéliser la tension de Reynolds comme fonction du gradient de la vitesse moyenne. Ainsi pour un écoulement unidirectionnel, on écrit :

$$\tau_{xy} = \rho l_\mu^2 \left| \frac{dU}{dy} \right| \frac{dU}{dy} \quad (\text{B.6})$$

Où l_μ est la longueur de mélange. On définit ainsi un coefficient de mélange appelé viscosité turbulente par analogie à la viscosité de diffusion moléculaire et donné par

$$\nu_t = l_\mu^2 \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (\text{B.7})$$

On l'appelle également hypothèse du premier gradient. En généralisant l'expression de la contrainte de Reynolds, on obtient pour un écoulement tridimensionnel :

$$\overline{u_i u_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{B.8})$$

Ce raisonnement du premier gradient est généralisable pour les corrélations entre une fluctuation de vitesse et une autre grandeur ϕ , soit :

$$\overline{u_i \phi} = -C \frac{d\phi}{dx_i} \quad (\text{B.9})$$

C. Le modèle de la diffusivité turbulente.

De manière analogue à la viscosité turbulente, Prandtl a proposé, avec son modèle à zéro équation, une diffusivité turbulente modélisée par :

$$\alpha_t = l_t l_\mu \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (\text{B.10})$$

Avec: $l_\mu = \kappa y$ et $l_t = \kappa_T y$, y étant la distance à la paroi.

Cette définition revient à introduire un nombre de Prandtl turbulent tel que :

$$Pr_t = \frac{l_\mu}{l_t} \quad (\text{B.11})$$

Cette notion du nombre de **Prandtl turbulent** est ainsi utilisée dans la plupart des modèles basés sur le concept de la viscosité turbulente. Cette hypothèse paraît plausible car les expériences montrent que le nombre de **Prandtl turbulent** est sensiblement constant dans la zone logarithmique de la couche limite en convection forcée, et il est estimé généralement à 0,9. Une autre modélisation plus rigoureuse consiste à écrire :

$$\alpha_t = C_\mu k \sqrt{\frac{k}{\varepsilon} \frac{\theta^2}{\varepsilon_\theta}} \quad (\text{B.12})$$

Celle-ci est plus complexe puisqu'elle implique la résolution de deux équations supplémentaires concernant la fluctuation de température θ^2 ainsi que sa dissipation ε_θ .

➤ **Modèle à une équation (k).**

C'est une proposition de **PRANDTL/COLMOGOROV**, qui relie la viscosité à la longueur de mélange et l'énergie cinétique turbulente :

$$v_t = C_\mu \sqrt{k} \times l \quad (\text{B.13})$$

Où : C_μ est une constante pure, et l une échelle de longueur qui est donnée algébriquement.

L'équation de k :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu \sqrt{\bar{k}} \times l \times \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{C_\mu \sqrt{\bar{k}} \times l}{\sigma_k} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - C_d \frac{(\bar{k})^{3/2}}{l} \\ C_\mu = 1 \\ \sigma_k = 1 \\ C_d = 0.07 - 0.09 \end{cases} \quad (\text{B.14})$$

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.

➤ **Modèle k-ε standard.**

Nous allons présenter le modèle *k-ε standard* qui a l'avantage d'être un bon compromis entre simplification et précision. L'utilisation de ce modèle est très répandue puisqu'il n'implique que la résolution de **deux équations supplémentaires**, l'une pour l'énergie cinétique turbulente où la trace du tenseur est égal à deux fois l'énergie cinétique de la turbulence, est défini par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad \text{ou} \quad k = \frac{1}{2} \rho \overline{(u'_i u'_i)} \quad (\text{B.15})$$

Si : $i = j$: c'est le tenseur normal.

Si : $i \neq j$: c'est la contrainte de cisaillement.

Les composantes de ce tenseur représentent des inconnues au plus pour un problème de turbulence, ce qui nécessite des hypothèses de fermetures, et l'autre pour le taux de la dissipation de cette énergie définie par la demi-trace du tenseur de dissipation :

$$\varepsilon = \frac{\nu}{2} \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (\text{B.16})$$

A l'aide d'une analyse d'ordre de grandeur cette expression se simplifie pour des Reynolds élevés, et on obtient :

$$\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2} \quad (\text{B.17})$$

L'énergie cinétique turbulente est essentiellement due aux grandes structures tourbillonnaires de l'écoulement. Celles-ci, par les effets non linéaires, s'étirent en réduisant leurs tailles et en accroissant les gradients de vitesse locaux, jusqu'à ce qu'elles atteignent de petites tailles (échelles de **Kolmogorov**) où elles se dissipent par les effets visqueux. Comme la dissipation se manifeste aux niveaux des petites échelles, on peut, à des **Re** élevés, supposer l'isotropie du tenseur de dissipation qui s'écrit ainsi :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (\text{B.18})$$

A partir de ces deux grandeurs caractéristiques de la turbulence, k et ε , et à l'aide d'une analyse dimensionnelle, la viscosité turbulente peut s'exprimer comme suit :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B.19})$$

Le coefficient C_μ est pris égal au carré du paramètre de structure $(\overline{uv} / k)^2 \sim 0,09$.

Le système des équations décrivant le domaine fluide est présenté ci-dessous.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 v_t = C_\mu^d \bar{k}^2 / \bar{\varepsilon} \\
 \overline{u_i u_j} = -v_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \bar{k} \delta_{ij} \\
 \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu^d \frac{\bar{k}^2}{\bar{\varepsilon}} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_k \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - \bar{\varepsilon} \\
 \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_\mu^d \bar{k} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_\varepsilon \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \\
 C_\mu^d = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.02 \\
 \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3
 \end{array} \right. \quad (B.20)$$

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

Avantage.

- 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.
- Schématisation de l'équation pour $\bar{\varepsilon}$
- Peu adapté aux écoulements complexes.

➤ Modèle RNG $k-\varepsilon$.

Le modèle **RNG $k-\varepsilon$** est également un modèle de turbulence à deux équations, et constitue une version améliorée du modèle **$k-\varepsilon$ standard**. Il a en effet l'avantage d'éviter une modélisation particulière pour le voisinage des parois, en particulier par le biais de lois de paroi, puisqu'il s'étend aux régions dites à bas nombre de **Reynolds**. Ce modèle s'appuie sur la méthode mathématique dite de rée-normalisation, qui utilise une description spectrale et statistique de la turbulence. En turbulence, la gamme des échelles s'étend des petits tourbillons aux grands tourbillons. L'énergie est introduite dans le système physique à grande échelle, pour laquelle la dissipation par viscosité est négligeable. Le fluide génère des tourbillons en cascade, chaque tourbillon développant lui-même des tourbillons d'échelle inférieure, en même temps qu'il dissipe de l'énergie (cette description est celle de la cascade

de Richardson). Ce processus continue jusqu'à une échelle minimale, dite échelle de **Kolmogorov**, pour laquelle les tourbillons dissipent la totalité de l'énergie dont ils sont porteurs, sans générer de tourbillon d'échelle inférieure. Ces petits tourbillons sont porteurs d'une faible quantité d'énergie. Le principe de la méthode de re-normalisation est de parvenir à une description des phénomènes aux plus grandes échelles de la turbulence, en éliminant les plus petites pour les représenter par des tourbillons d'échelle plus grande. (REGUARD, 1996).

➤ **Modèles k-ε bas Reynolds.**

Dans certaines zones de l'écoulement à faible niveau de turbulence, et tout particulièrement en couche limite près de la paroi, le modèle **k-ε standard** exposé précédemment, n'est plus valable. En effet, l'hypothèse d'un grand nombre de Reynolds retenue pour la simplification de l'équation de la dissipation, n'est pas valable. De plus, la présence de la paroi renforce l'anisotropie de la turbulence en faisant transférer l'énergie de la composante de fluctuation normale vers les deux composantes tangentielles, donnant ainsi lieu à une turbulence bidimensionnelle.

➤ **Modélisations de fermeture en un point (k-ε).**

On rapporte ci-dessous les équations du modèle écrites en configuration 2D. L'équation de l'énergie turbulente k pour un fluide quelconque de masse volumique ρ s'écrit :

$$\frac{\partial \rho U k}{\partial x} + \frac{\partial \rho V k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] - \rho \varepsilon + G_k + P_k \quad (\text{B.21})$$

L'équation de la dissipation ε s'écrit :

$$\frac{\partial \rho U \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial \rho V \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + C_{1\varepsilon} f_1(\varepsilon / k) P_k - C_{2\varepsilon} f_2 \rho \varepsilon^2 / k + C_{3\varepsilon} \frac{g}{\rho} \left(\frac{\mu_t \varepsilon}{pr_t k} \right) \frac{\partial \rho}{\partial y} \quad (\text{B.22})$$

Le terme Gk représente la production d'énergie par effet de flottabilité. Il est également modélisé comme :

$$G_k = -\frac{1}{\rho} \overline{g_i u_i \rho'} = \frac{g}{\rho} \left(\frac{\mu_t}{pr_t} \right) \frac{\partial \rho}{\partial y} \quad (\text{B.23})$$

Le terme Pk présente la production par le cisaillement de l'écoulement moyen s'écrit sous forme contractée :

$$P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{B.24})$$

Les coefficients du modèle standard sont rappelés ci-dessous :

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	C_μ	Pr_t	σ_k	σ_ε
1.5	1.9	1.4	0.09	0.9	1.	1.3

Tableau. B.2- Coefficients du modèle **k- ε standard**.

ANNEXE -C-**1. 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 du type conservatif**. (*PATANKAR, 1980 ; EYMARD, 1997 ; DROTZ, 2004 ; CONCALVES, 2005 ; HERBIN, 2006*).

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) - \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) = S_{\phi} \quad (\text{C.1})$$

Chacune de ces équations met en jeu une quantité physique 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 in stationnaire;
- $\nabla \cdot (\rho u \phi)$, le terme convectif;
- $\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi})$, le terme diffusif;
- S_{ϕ} , 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 Ω_n du domaine. La solution générale ϕ sur le domaine est liée à la résolution des ϕ_n locaux. 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-METHODE -CAST*) décrite par *PERIC* et *SCHEUERER en 1987 (HERBIN 2006)*. Les éléments important de cette méthode sont les suivants:

1. Discrétisation de la zone de calcul (déjà expliquée-maillage-),
2. Discrétisation des équations de conservation,
3. Algorithmes de résolution des systèmes correspondants d'équations différentielles linéaires.

2. la discrétisation des équations conservatrices.

1.1. Considérations générales.

Considérons le domaine Ω qui forme le domaine de calcul, de sorte qu'il soit continu, et qui est composé des volumes élémentaires notés Ω_i de telle sorte que :

$$\Omega = \sum_{i=1}^n \Omega_i \quad (\text{C.2})$$

A partir des équations de conservation, on veut calculer les valeurs de la variable ϕ au centre de chaque volume de contrôle défini par le maillage. L'intégration de l'équation de conservation sur tout le domaine est donnée par:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega} \left[\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) + S_{\phi} \right] dv \quad (\text{C.3})$$

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

$$\int_{\Omega} f dv = \sum_{i=1}^n \int_{\Omega_i} f dv \quad (\text{C.4})$$

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

$$\int_{\Omega_i} \left[\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega_i} \left[\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) + S_{\phi} \right] dv \quad (\text{C.5})$$

Dans le cadre des maillages cartésiens, les volumes de contrôle Ω_i sont représentés par la Figure. C.1. La méthode des volumes finis est équivalente à un bilan sur le volume de contrôle Ω_i . On assure alors la conservation sur chaque volume élémentaire et donc sur le domaine tout entier.

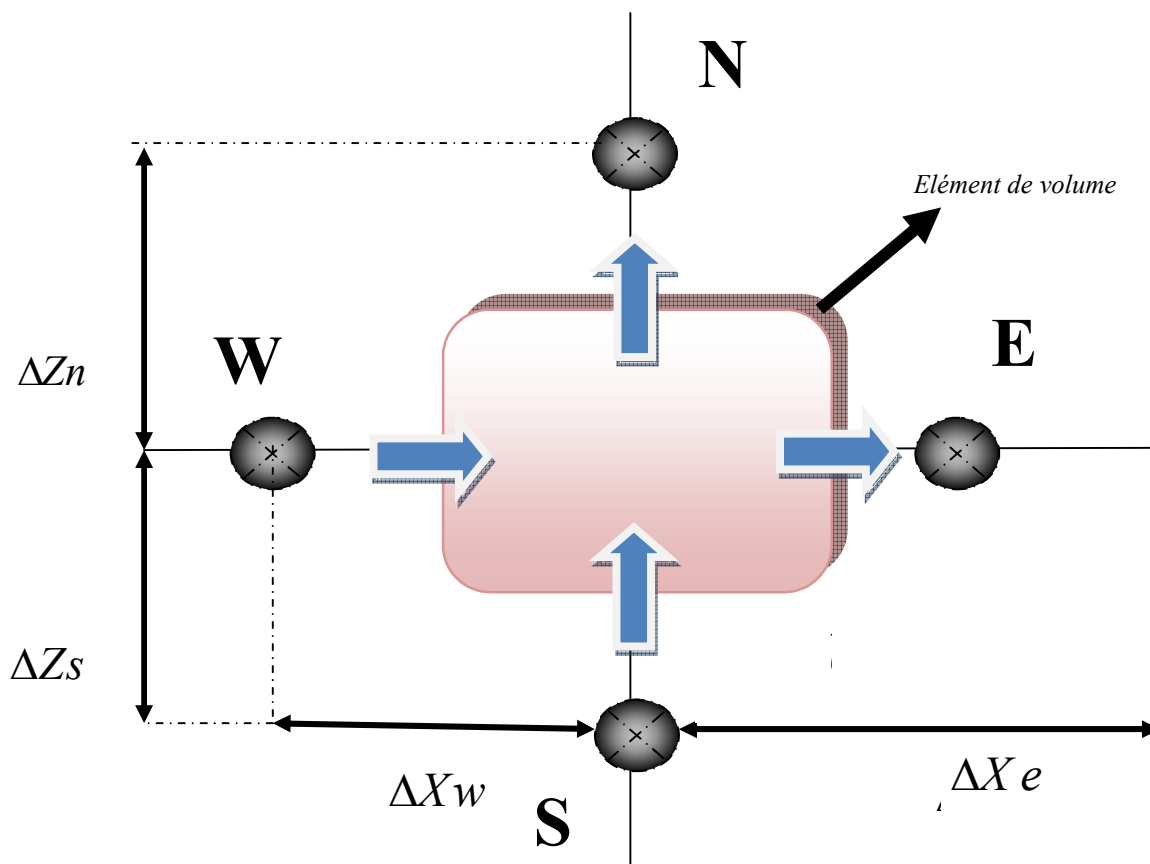


Figure. C.1- Volume de contrôle 2D

1.2. Discrétisation des termes convectifs et diffusifs.

La discrétisation de l'équation de conservation exprimée de façon intégrée 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 décrire, avec $f(\phi) = f^c$ ou $f(\phi) = f^d$

$$\int_{\Omega} (\nabla f(\phi) dv_i) = \int_{\Gamma_i} (f(\phi) \cdot n) ds = \Psi_e + \Psi_w + \Psi_s + \Psi_n \tag{C.6}$$

Où n est la normale sortante à l'interface du volume de contrôle. La discrétisation spatiale nécessite de connaître les flux $f(\phi)$, c'est-à-dire les valeurs ϕ de ou de son gradient sur chaque face du volume de contrôle. Chaque type deux est approxime par un schéma base 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 les exemples du

maillage 1D dans la figure. C.2.

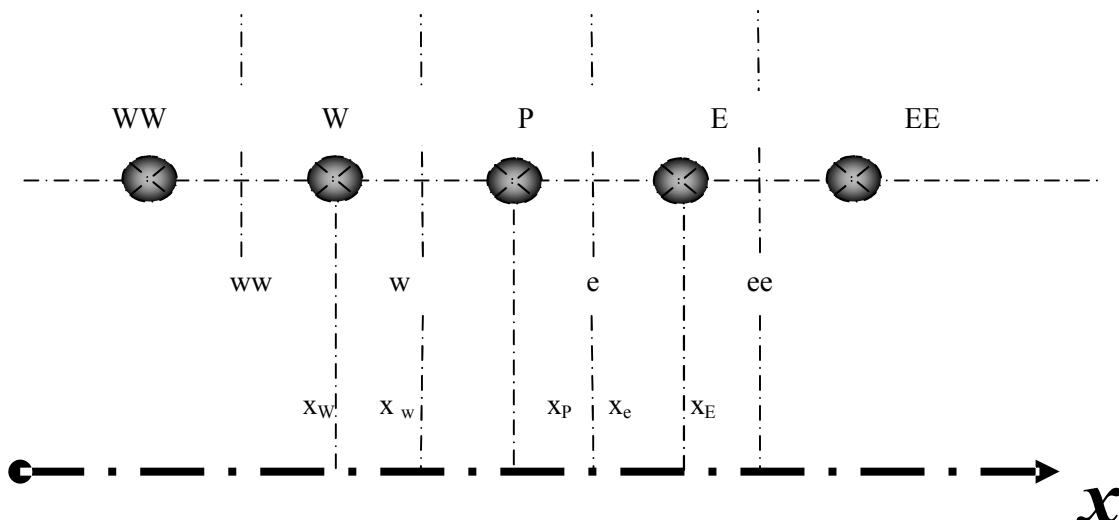


Figure. C.2 -Exemple d'un maillage 1D

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

Avec α le coefficient d'interpolation linéaire

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

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

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' :

$$f'(x) = \frac{f(x+h) - f(x-h)}{2h}$$

Si on applique à l'évolution du gradient de ϕ , on obtient alors :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} \quad (C.7)$$

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 ϕ_e est remplacée par celle en amont de l'interface et dépend donc du sens de l'écoulement:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P & \text{si } u.n > 0 \\ \phi_E & \text{si } u.n < 0 \end{cases}$$

Schéma hybride

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

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

- 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 ϕ_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 α_1 et α_2 dépendent du sens de $u.n$ 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 $u.n > 0$ on a :

$$\phi_e = \phi_P + \frac{(x_e - x_P)(x_e - x_E)}{(x_W - x_P)(x_W - x_E)} (\phi_W - \phi_P) + \frac{(x_e - x_P)(x_W - x_e)}{(x_P - x_E)(x_W - x_E)} (\phi_P - \phi_E) \quad (C.8)$$

1.3. Discrétisation de terme source.

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

$$\int_{\Omega_p} (S_\phi) dv = S_{\phi_p} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (C.9)$$

1.4. Discrétisation de terme in stationnaire.

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

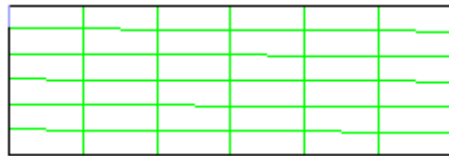
$$\int_{\Omega_p} \left(\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \right) dv = \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial \rho_P \phi_P}{\partial t} \quad (\text{C.10})$$

ANNEXE -D-

Résultats.

1. Cas de la convection est forcée.

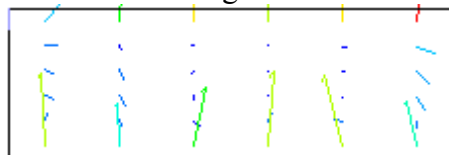
Écoulements obtenus avec *Fluent, RANS (k-ε)*, dont la convection est forcée, avec des différents maillage.



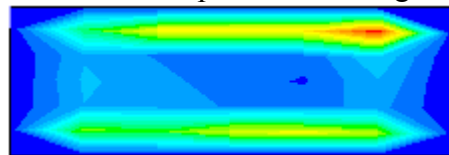
Maillage 6x6



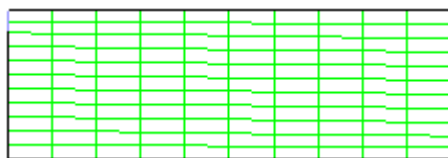
Contours de température Maillage 6x6



Vecteurs de vitesse Maillage 6x6



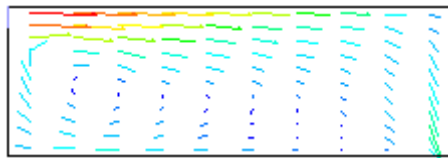
Contours de vitesse Maillage 6x6



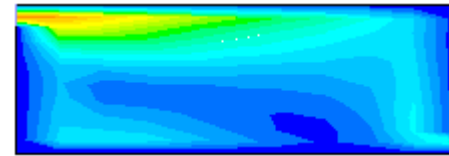
Maillage 10x10



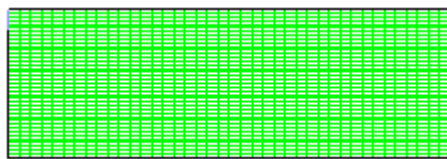
Contours de température Maillage 10x10



Vecteurs de vitesse Maillage 10x10



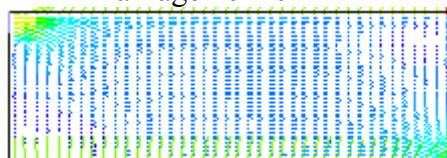
Contours de vitesse Maillage 10x10



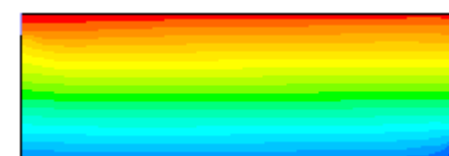
Maillage 40x40



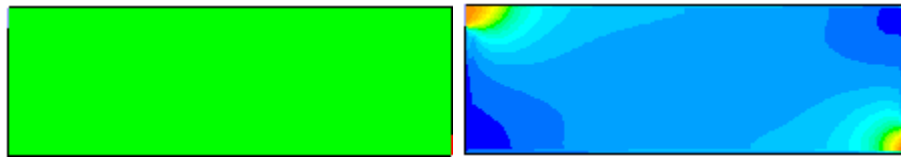
contours de la vitesse 40x40



Vecteurs de vitesse Maillage 40x40

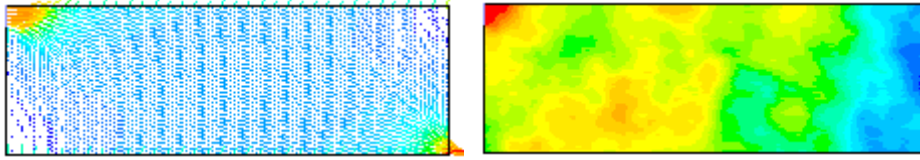


Contours de température Maillage 40x40



Maillage 100x100

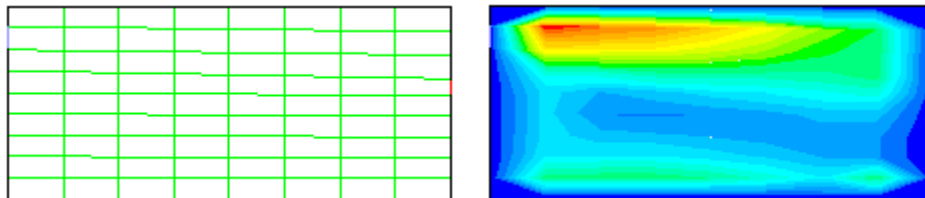
Contours de la Vitesse 100x100



Vecteurs de vitesse Maillage 100x100 Contours de temperature Maillage 100x100

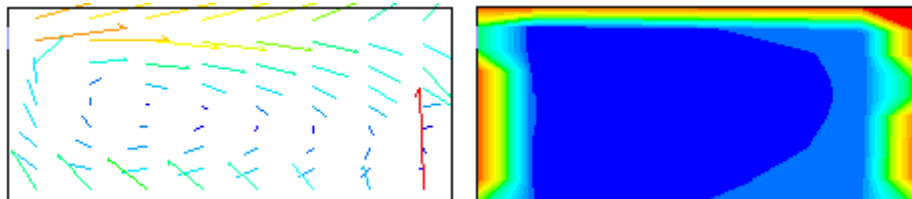
2. Cas de la convection est mixte.

Écoulements obtenus avec *Fluent*, *RANS* ($k-\epsilon$), dont la convection est mixte, avec des différents maillage.

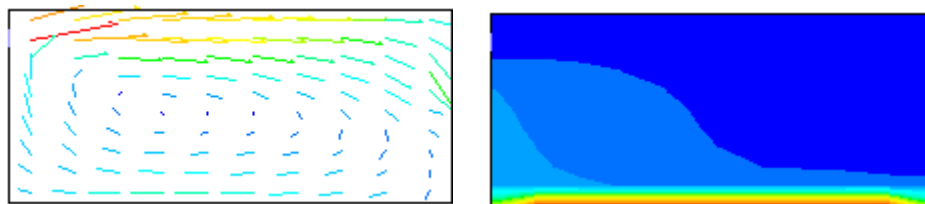


Maillage 8x8

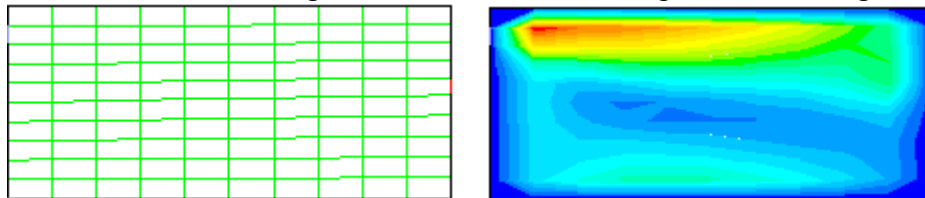
contours de vitesse Maillage 8x8



Vecteurs de vitesse Maillage 8x8 Contours de temperature Maillage 8x8

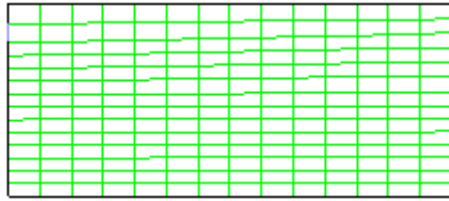


Vecteurs de vitesse Maillage 10x10 Contours de temperature Maillage 10x10

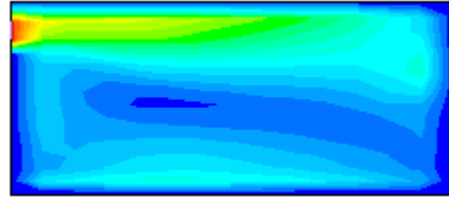


Maillage 10x10

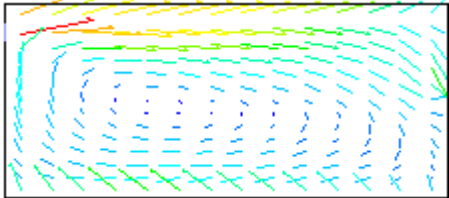
contours de vitesse Maillage 10x10



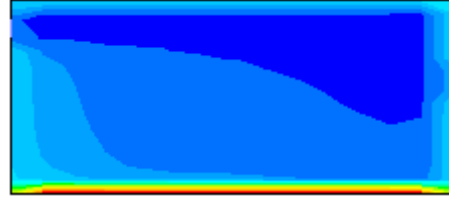
Maillage 15x15



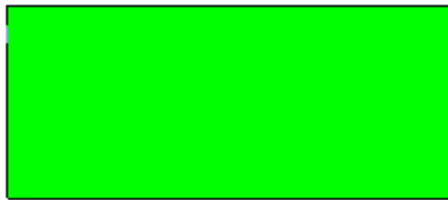
contours de vitesse Maillage 15x15



Vecteurs de vitesse Maillage 15x15



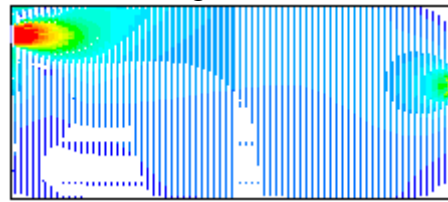
Contours de température Maillage 15x15



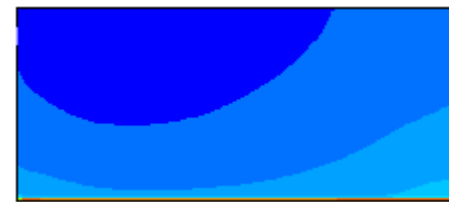
Maillage 73x57



Contours de la Vitesse 73x57



Vecteurs de vitesse Maillage 73x57



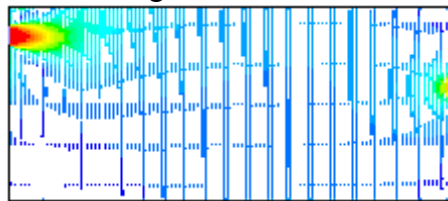
Contours de température Maillage 73x57



Maillage 100x100



Contours de vitesse Maillage 100x100



Vecteurs de vitesse Maillage 100x100



Contours de température Maillage 100x100

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

(AHMED DAOUUD et al., 2007)	Ahmed Daoud, Nicolas Galanis, Prediction of airflow patterns in a ventilated enclosure with Zonal methods, <i>Applied Energy</i> 85 (2008) 439–448, 19 November 2007.
(ALVIN et al., 2006)	Alvin C.K. Lai, Fangzhi Chen. Modeling particle deposition and distribution in a chamber with a two-equation Reynolds-averaged Navier–Stokes model, <i>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Aerosol Science</i> 37 (2006) 1770 – 1780, 2006.
(AXLEY, 2001)	AXLEY, J. W. (2001). Surface-drag flow relations for zonal modeling. <i>Building and Environment</i> , 36(7), 843-850.
(BEAUSOLEIL, 2001)	beausoleil-Morrison. I, Clarke. J.A, Denev. J, Macdonald .I .A, Melikov .A, Stankov. P, further developments in the conflation of CFD and building simulation, building simulation, <i>Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil 2001</i> .
(BENNASER et al., 2005)	K.Ben naser,R.Chouikh,C.Kerkeni,A.Guizani, Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling. <i>Applied thermal engineering</i> (2006) .vol26.Pages (772-775).
(CAO, 2006)	Guangyu.Cao, indoor air flow prediction by means of computational fluid dynamics, rapport scientifique; laboratoire de " heating, ventilating and air condition "; HELSINKI university of technology, (27/03/2006).
(CHARBONNEAU et al., 2004)	Jean-Yves Charbonneau, Luc Schreiber, Serge Douville , Jérôme Lemaire, Fanny Provençal , Confort thermique à l'intérieur d'un établissement, <i>Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec Dépôt légal – Bibliothèque nationale du Québec, 2004, ISBN 2-550-42992-3</i> .
(CHEN, 1996)	CHEN, Q. (1996). Prediction of room air motion by reynolds-stress models. <i>Building and Environment</i> , 31(3), 233-244.
(CHEONG et al., 2003)	K.W.D. Cheong , E. Djunaedy, Y.L. Chua, K.W. Tham, S.C. Sekhar, N.H. Wong, M.B. Ullah, Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics, <i>Building and Environment</i> 38 (2003) 63 – 73, 117566 Singapore, 10 December 2001.
(CHEONG, 2003)	K.W.D.CHEONG. Thermal comfort study of an air conditioning lecture theatre in tropics. <i>Building and environment</i> (2003) .vol38.Pages (63-73).
(CHIANG et al., 2000)	Che-Ming Chiang, Chi-Ming Lai, Po-Cheng Chou, Yen-Yi Li, The influence of an architectural design alternative (transoms) on indoor air environment in conventional kitchen in Taiwan: <i>building and environment</i> (2000) .vol35.Pages (579-585).2000.
(CHOW et al., 2003)	Tin-Tai Chow, Xiao-Yu Yang, Performance of ventilation system in a non-standard operating room, <i>Building and Environment</i> , 38. (2003)1401 – 1411.
(CONCALVES, 2005)	E.CONCALVES. Résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO .institut national polytechnique de Grenoble.(2005).
(COUSTEIX, 1989)	J. Cousteix, turbulence et couche limite . cepadues-editions. collection la chveche.depot légal : septembre 1989 n°editeur : 233.
(DAUTTIN, 1997)	Sophie Dautin, Réduction de modèles thermiques de bâtiments ; amélioration des techniques par modélisation des sollicitations météorologiques, thèse pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de POITIERS.1997.
(DROTZ, 2004)	A.DROTZ. Méthodes aux différences finies et aux volumes finis <i>Laboratoire d'Ingénierie Numérique</i> (2004).
(DRURAY et al., 2008)	Drury B. Crawley, Jon W. Hand, Michael Kummert, Brent T. Griffith, Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs, <i>Building and Environment</i> 43 (2008) 661–673,2008.
(EYMARD, 1997)	R.EYMARD. Finite Volume Methods Handbook of Numerical Analysis, LAMP ,UMR, MARSIELLE(1997).
(GADGIL et al., 2003)	A.J.Gadgil,C.Lobscheid,M.O.Abadie,E.U.Finlayson, Indoor pollutant mixing time in an isothermal closed room: an investigation using CFD , <i>Atmospheric Environment, Volume 37, Issues 39-40, December 2003, Pages 5577-5586</i> .
(GADGIL, 1980)	GADGIL, A. J. (1980). On convective heat transfer in building energy analysis. Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley, USA.
(GARDE, 2001)	François Garde, Habilité à Diriger des Recherches Validation de codes de simulation thermo- aéraulique du complexe bâtiment/systèmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments. Pour l'obtention du grade de Docteur, Année 2001, Université de La Réunion.

(GASPAR, 2003)	P.D.GASPAR. <i>Performance evaluation of CFD codes in building energy and environmental analysis. Building simulation. Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands (2003).Pages (371-378).</i>
(GOBEAU, 2006)	N.Gobeau. <i>Revue de modèles pour prédire les conséquences d'un incendie dans un milieu confiné, Tache A09G3T4. Rapport d'étude .Verneuil-en-Halatte, Oise (2006).</i>
(GENIK, 2006)	M.GENIK. <i>Fundamentals of Compressible Fluid Mechanics(2006)</i>
(GRELAT, 1987)	Grelat.A, <i>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). St-Remy-Les-Chevreaux: CEBTP. (1987).</i>
(HAMMAMI, 2005)	Hamami Abdarazek , <i>simulation de l'écoulement dans un minicanal : universite de batna. département de mécanique. Thèse de magistère (2005).</i>
(HERBIN, 2006)	R.HERBIN. <i>Analyse numérique des équations aux dérivées partielles Université Aix Marseille I Master de mathématiques(2007).</i>
(HESCHL et al., 2005)	Ch. Heschl, W. Sanz, P. Klanatsky, and F. Madou, <i>Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows, CFD Forum 2005. Bad Nauheim, Deutschland.2005.</i>
(HESCHL, 2005)	Ch.HESCHL. <i>Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows CFD Forum 2005 Bad Nauheim, Deutschland.</i>
(HYUN et al., 2001)	Hyun, C. Kleinstreuer, <i>Numerical simulation of mixed cv heat and masse transfer in a humain inhalation chamber, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 44, Issue 12, June 2001,Pages 2247-2260S.</i>
(IBRIR, 2006)	N. Ibrir, <i>Etude de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métal liquide », Thèse de Magister, université de Batna (2006).</i>
(INARD et al., 1996)	Inard, C., Bouia, H. et Dalicieux. P, <i>Prediction of temperature distribution in building with a zonal model. Energy and building. (1996).vol24.Pages (125-132). (1996).</i>
(JOVRAY et al., 2006)	Jouvray, P.G. Tucker , Y. Liu, <i>On nonlinear RANS models when predicting more complex geometry room air flows,University of Wales Swansea Singleton Park, Swansea SA2 8PP, UK. 18 May 2006.</i>
(KONG et al., 2007)	Qiongxiang Kong , Bingfeng Yu, <i>Numerical study on temperature stratification in a room with underfloor air distribution system, Energy and Buildings 40 (2008) 495–502, 13 April 2007.</i>
(LAURE et al., 2004)	Marie-Laure , Philippe reulet, Pierre Millan, <i>Étude expérimentale des phénomènes de convection naturelle et mixte dans une enceinte fermée comportant une source de chaleur . IVK,ULB,AFVL, 14-17 D.16.1, Septembre 2004, France.</i>
(LORENZETTI, 2001)	David M. Lorenzetti, <i>Computational aspects of nodal multizone air flow systems , Lawrence Berkeley National Laboratory, CA 94720, USA. 30 Octobre 2001.</i>
(LORENZETTI, 2002)	David M. Lorenzetti, <i>Computational Aspects of Nodal Multi -zone Airflow Systems, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley CA 94720, Report LBNL-46949, Published in Building and Environment 37 (2002) 1083–1090.</i>
(LUBRUN, 1970)	Lebrun.J, <i>exigences physiologiques et modalités physique de la climatisation par une source statique concentrée. Thèse de doctorat (1970). Université de liège. Belgique.</i>
(MARTHY, 2001)	Ph.Marty. <i>Mécanique des fluides 3ème année IUP Génie des Systèmes Industriels de Grenoble(2001).</i>
(MENGHAO et al., 2008)	Menghao Qin , Rafik Belarbi , Abdelkarim Ait-Mokhtar , FrancisAllard, <i>Simulation of coupled heat and moisture transfer in air- conditioned buildings, AUTCON-00994; No of Pages 8, Automation in Construction.2008.</i>
(MORA, 2003)	Laurent MORA , <i>Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet , these de doctorat (2003). université de la rochelle. France.</i>
(MUSY et al., 2001)	Marjorie Musy, Etienne Wurtz, Anne Sergent, <i>Buildings air-flow simulations : automatically-generated zonal models, Building simulation, Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil, August 13-15, 2001.</i>
(MUSY, 1999)	Musy. M, <i>Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments. Thèse de Doctorat (1999)., Université de La Rochelle, France.</i>
(NIELSEN et RESTIVO, 1978)	NIELSEN, P. V. et RESTIVO, A. <i>The velocity characteristics of ventilated rooms. Journal of Fluids Engineering, 100, 291-298. (1978).</i>
(NIELSEN, 1974)	NIELSEN, P. V. (1974). <i>Flow in air-conditioned rooms. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.</i>

(PARK et al., 2001)	Hee-Jin Park , Dale Holland, <i>The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study</i> , <i>Building and Environment</i> 36 (2001) 883–889, Minneapolis, MN 55437-1075, USA.
(PATANKAR, 1980)	S.V.PATANKAR. <i>Numerical heat transfer and fluid flow</i> . Hemisphere Publishing Corp. (1980).
(PITARMA et al., 2003)	R.A. Pitarma, J. E. Ramos, M. E. Ferreira, M.G. Carvalho, <i>Computational and Experimental Reduced-Scale Modelling of Air-Conditioned Rooms</i> , <i>Journal building simulation 2003, Eighth International IBPSA, Conference, Eindhoven, Netherlands, August 11-14, 2003</i> .
(QINGLONG et al., 2009)	Qinglong Meng, Yuan Wang, and Xiuying Yan ,« <i>CFD Assisted Modeling for Control System Design: A Case Study</i> », <i>International Journal of Heat and Mass transfer</i> , (2009).
(QINGYAN., 2008)	Qingyan Chen, <i>Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications</i> , School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN 47907, 2008.USA.
(REGARD, 1996)	Muriel Regard, <i>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</i> . thèse de doctorats (1996), institut national des sciences appliquées à Lyon. France.
(RIDER, 2002)	Docteur. Peter RIDER, <i>Thermal room modelling adapted to the test of hvac control systems</i> . Thèse de Doctorat (1999), 28 January 2002, Ecole des Mines de Paris, France.
(RJUSCH, 2002)	K.K.RJUSCH. <i>fluid dynamics: by Elsevier Science (USA)</i> . (2002)
(SOHN, 2006)	Michael D. Sohn, Michael G. Apte, Richard G. Sextroa, Alvin C.K. Laib, <i>Predicting size-resolved particle behavior in multizone buildings</i> . <i>Atmospheric Environment</i> 41 (2007) 1473–1482, October 2006.
(SVIDT et al., 2001)	Kjeld Svidt, Bjarne Bjerg, Thomas Dorf Nielsen, <i>Initial studies on Virtual Reality Visualisation of 3D airflow in ventilated livestock buildings</i> , AVR II and CONVR2001, Conference at Chalmers, Gothenburg, Sweden, October 4 th-5th , 2001.
(TAREQ HUSSEIN, 2005)	Tareq Hussein, <i>indoor and outdoor aerosol particle size characterization in helsinki division of atmospheric sciences, report series in aerosol science, n:o 74 (2005)</i> , Helsinki, Finland 2005.
(VALLON, 1999)	monika woloszyn épousee vallon, <i>modélisation hygro-thermo-aéraulique des bâtiments multizones. Proposition d'une stratégie de résolution du système couplé</i> . Thèse doctoral .institut national de sciences appliquées de lyon1999. France.
(VIRGONE et al., 2003)	Joseph Virgone, Jean-Jacques, RouxYan Gao, Jean Noel, <i>Développements d'outils d'études dynamiques en thermique du bâtiment</i> . Centre de Thermique de Lyon, CETHIL - UMR 5008 CNRS / INSA de Lyon / Université Claude Bernard-Lyon 1, INSA, Bât. Freyssinet, 40 rue des arts, 69100 Villeurbanne, France.
(WANG et al., 2009)	Liping Wang, Nyuk Hien Wong, <i>Coupled simulations for naturally ventilated rooms between building simulation (BS) and computational fluid dynamique CFD for better prediction of indoor thermal environment</i> . <i>Building and Environment, Volume 44, Issue 1, January 2009, Pages 95-112</i> .
(XU et al., 2000)	Weiran Xu , Qingyan Chen, <i>Simulation of Mixed convection flow in a room with a two-layer turbulence model indoor air</i> , 2000.10, 306-314.
(YILI, 1999)	Yi Lin Poma , <i>A Zonal Model for Airflow and Temperature distribution Analysis</i> , Requirements for the Degree of Master of Applied Science at Concordia University Montreal, Quebec, Canada June 1999.
(ZHANG et al., 1992)	Zhang, J. S, Christatianson. L. L, WU, G. J. et Riskowski. L. <i>Detailed measurements of room air distribution for evaluating numerical simulation models</i> . <i>ASHRAE Transactions</i> , 98(1), 58-65. (1992).

Référence technique:

(Fluent, 1995)	Fluent Incorporated. <i>Fluent User's guide- Version 4.3</i> . Fluent Inc., 1995.
(Fluent, 2000)	Fluent Incorporated. <i>Documentation techniques des logiciel. fluent(2000)</i>