



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
People's Democratic Republic of Algeria

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministry of Higher Education and Scientific Research

جامعة محمد السادس باديس - مستغانم

Abdelhamid Ibn Badis University of Mostaganem

كلية العلوم والتكنولوجيا

Faculty of Sciences and Technology

قسم الهندسة الميكانيكية

Department of Mechanical Engineering



N° d'ordre : M...../GM/2020

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTERACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

## Thème

**ANALYSE DE PERFORMANCE DE VENTILATION CROISEE A  
TRAVERS LES GRANDES ET LES PETITES OUVERTURES**

Présenté par :

❖ SELLAM RADHWANE

*Soutenu le 30/06/2020 devant le jury composé de :*

Président	Pr. HOUAT Samir	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. KHALDI Abdelaziz	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr. MEDJAHED Bendida	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2019 / 2020

# *Remerciement*

Tout d'abord, je remercie le bon Dieu, le tout puissant qui m'a permis la réalisation de mon travail et je dis ALHAMDOULILLAH.

Mon encadreur, monsieur MEDJAHED BENDIDA mérite mes vifs remerciements pour le soutien de l'élaboration de mon mémoire.

Je remercie également tous les enseignants qui m'ont formé durant mon cursus universitaire.

Mes reconnaissances vont aux membres du jury qui ont accepté d'assister aux présentations de mon mémoire en ce période difficile.

Mon examinateur le Pr. HOUAT Samir et le Dr. KHALDI Abdelaziz sont à remercier.

A tous ceux qui m'ont aidé de près et de loin

***SELLAM RADHWANE***

# *Dédicace*

Ce travail est dédié à ma famille.

## Résumé :

Nous avons présenté dans cette étude une analyse de performance de ventilation croisée à travers les grandes et les petites ouvertures. L'augmentation du potentiel de ventilation naturelle est un moyen efficace de réduire la consommation d'énergie dans les bâtiments. La ventilation naturelle du flux de vent a été simulée pour évaluer les paramètres affectant le flux volumique dans un bâtiment isolé. Les paramètres étudiés étaient les rapports d'aspect d'ouverture et leurs emplacements pour diverses directions du vent. Des investigations ont été effectuées pour trois proportions de fenêtre (Cas 01 :  $r_1= 2.55$ , Cas 02 :  $r_2= 1$  et Cas 03 :  $r_3= 0.632$ ) avec la même zone d'ouverture, une direction du vent 0 deg. Nous avons utilisé le logiciel ICEM CFD et ANSYS CFX pour faire la simulation numérique et le modèle de turbulence qui nous avons utilisé dans cette étude est le modèle de turbulence k-e. Les résultats CFD ont été comparés pour quatre proportions de fenêtre avec la même zone d'ouverture. Ces résultats ont montré que de petits changements, tels que les dimensions des fenêtres ou les emplacements latéraux et verticaux, affectaient le flux de ventilation naturelle en augmentant le flux volumique.

**Mots clés :** Ventilation croisée, Bâtiment, Petite ouverture, Grande ouverture, modèle de turbulent k-e, dynamique, ANSYS CFX.

## **Abstract :**

In this study, we have presented an analysis of cross ventilation performance through large and small openings. Increasing the potential for natural ventilation is an effective way to reduce energy consumption in buildings. Natural ventilation of the wind flow was simulated to assess the parameters affecting the volume flow in an isolated building. The parameters studied were the aperture aspect ratios and their locations for various wind directions. Investigations were carried out for three window proportions (Case 01 :  $r_1 = 2.55$ , Case 02 :  $r_2 = 1$  and Case 03 :  $r_3 = 0.632$ ) with the same opening area, a wind direction of 0 deg. We have used ICEM CFD and ANSYS CFX software to do the numerical simulation and the turbulence model which we used in this study is the k-e turbulence model. The CFD results were compared for four window proportions with the same opening area. These results showed that small changes, such as window dimensions or lateral and vertical locations, affected the flow of natural ventilation by increasing the volume flow.

**Keywords :** Cross ventilation, Building, Small opening, Large opening, turbulent k-e model, dynamic, ANSYS CFX.

## ملخص:

في هذه الدراسة، قدمنا تحليلاً لأداء التهوية المتقاطعة من خلال الفتحات الكبيرة والصغيرة. زيادة احتمالية التهوية الطبيعية هي طريقة فعالة لتقليل استهلاك الطاقة في المباني. تمت محاكاة التهوية الطبيعية لتدفق الرياح لتقييم المعلمات التي تؤثر على تدفق الحجم في مبنى معزول. كانت المعلمات التي تمت دراستها هي نسب أبعاد الفتحة ومواقعها لاتجاهات الرياح المختلفة. تم إجراء تحقيقات لثلاثة نسب نافذة (الحالة 01: ص<sub>1</sub>=2.55، الحالة 02: ص<sub>2</sub>=1 والحالة 03: ص<sub>3</sub>=0.63) مع نفس منطقة الفتح، واتجاه رياح 0 درجة. لقد استخدمنا برنامج ANSYS CFX وICEM CFD للقيام بالمحاكاة العددية ونموذج الاضطراب الذي استخدمناه في هذه الدراسة هو نموذج الاضطراب k-e. تمت مقارنة نتائج العقود مقابل الفروقات (CFD) لأربع نسب نافذة مع نفس منطقة الفتح. أظهرت هذه النتائج أن التغييرات الصغيرة، مثل أبعاد النافذة أو المواقع الجانبية والرأسية، أثرت على تدفق التهوية الطبيعية عن طريق زيادة تدفق الحجم.

**الكلمات الرئيسية:** تهوية متقاطعة، مبنى، فتحة صغيرة، فتحة كبيرة، نموذج k-e مضطرب، ديناميكي، ANSYS CFX

# Sommaire

Remerciement	a
Dédicace	b
Résumé	c
Sommaire	f
Liste des figures	h
Liste des tableaux	i
NOMENCLATURE	j
Introduction générale	1
<b>Chapitre 01 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	
Etude bibliographique	4
La ventilation	5
Le confort thermique	5
Le but de la ventilation	5
Comment fonctionne la ventilation naturelle ?	6
Types de ventilation	6
Avantages et inconvénients	8
<b>Chapitre 02 : Modélisation Numérique Des Ecoulements Turbulents</b>	
2.1 Modélisation numérique des écoulements turbulents	11
2.2 Simulation numérique directe – Direct Numerical Simulation (DNS)	11
2.3 Large Eddy Simulation (LES)	12
2.4 Reynolds Average Navier Stokes (RANS)	12
2.4.1 Le modèle k-l	12
2.4.2 Le modèle k-ε	13
<b>Chapitre 03 : Présentation du logiciel de calcul ICEM CFD et ANSYS CFX</b>	
3.1 Présentation du code CFX	19
3.2 Le logiciel ANSYS ICEM CFD	19
3.2.1 Etape 01 : Création de la géométrie	20
3.2.2 Etape 02 : Génération du maillage	21
3.3 Le logiciel ANSYS CFX	22

## Sommaire

---

3.3.1 Etape 01 : Pré-Processing	22
3.3.2 Etape 02 : SOLVER CFX	25
3.3.3 Etape 03 : Post-Processing	26
<b>Chapitre 04 : Résultats et discussions</b>	
4.1 Domaine de calcul	29
4.2 Conditions aux limites	29
4.3 Grilles de simulation	30
4.4 Résultats et discussion	31
<b>Conclusion Générale</b>	38
<b>Références bibliographiques</b>	39

## Liste des figures

Figure 3.1 : L'interface de logiciel ICEM CFD .	10
Figure 3.2 : Domaine de calcul.	11
Figure 3.3 : Les géométries de notre bâtiment.	11
Figure 3.4 : Maillage du domaine.	12
Figure 3.5 : Maillage de notre bâtiment.	12
Figure 3.6 : Définition de domaine de calcul.	13
Figure 3.7 : Définition les conditions aux limites à l'entrée.	13
Figure 3.8 : Définition les conditions aux limites à la sortie.	14
Figure 3.9 : Définition les conditions aux limites les surfaces ouvertes comme les deux symétries et le toit de domaine.	14
Figure 3.10: Définition les conditions aux limites les surface de bâtiment et la base de domaine.	15
Figure 3.11: Définition le nombre d'itération.	15
Figure 3.12: Lancement de calcul et progression des convergences.	16
Figure 3.13: Contour de vitesse par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).	16
Figure 3.14: vecteur de vitesse par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).	17
Figure 3.15: Profil de vitesse et l'énergie cinétique turbulente par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).	17
Figure 4.1 : Domaine de calcul et géométrie du bâtiment.Dimension en m.	19
Figure 4.2 : Maillage de notre bâtiment.	20
Figure 4.3 : Comparaison du contour de vitesse dans différents rapports de dimension de fenêtre.	21
Figure 4.4: Comparaison les vecteurs de vitesse dans différents rapports de dimension de fenêtre.	22
Figure 4.5: Comparaison les profils verticaux de vitesse U (m/s) des différents rapports de dimension de Fenêtre.	24
Figure 4.6: Comparaison du contour de l'énergie cinétique turbulent dans différents rapports de dimension de fenêtre.	25
Figure 4.7: Comparaison les profils verticaux de l'énergie cinétique turbulent TKE ( $m^2/s^2$ ) des différents rapports de dimension de fenêtre.	26

## Liste des tableaux

Tableau 2.1: Constantes pour le modèle k-l.	<b>6</b>
Tableau 2.2: Constantes pour le modèle k- $\epsilon$ .	<b>7</b>

## NOMENCLATURE

$\alpha$  : Le coefficient de diffusion.

$\alpha$  : Le coefficient de décentrement compris entre **0** et **1**.

$\alpha_e, \alpha_w, \alpha_t$  et  $\alpha_b$  : centres des facettes.

$\eta_0$  et  $\beta_0$  : Constantes.

$\rho_r$  : La masse volumique de l'air sec à l'état de référence.

$\nu$  : La viscosité cinématique de l'air sec

$C_p$  : La capacité calorifique massique à pression constante de l'air sec.

$\lambda$  : La conductivité thermique de l'air sec.

$\lambda_t$  : La conductivité thermique turbulente.

$\bar{\theta}$  : La température potentielle moyenne.

$\theta$  : La température potentielle.

$\sigma_k$  : La constante de modélisation du terme de diffusion de l'énergie cinétique de turbulence.

$\sigma_\varepsilon$  : La constante de la modélisation du terme de diffusion du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

$\varepsilon$  : Le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

$\nu_t$  : La viscosité turbulente ( $m^2 s^{-1}$ ).

$C_p$  : La capacité calorifique massique à pression constante de l'air sec.

$C_{lk}$  et  $C_{l\varepsilon}$  : Constante.

$C_{\varepsilon 1}$  et  $C_{\varepsilon 2}$  : les constantes de modélisation du terme de production-destruction du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

$C_\mu$  : Une constante empirique  $C_\mu = 0.09$ .

$d$  : La distance.

$D_i$  : Le coefficient de diffusion moléculaire massique.

$F_m$  et  $F_h$  : Les fonctions qui dépendent de la stabilité de l'atmosphère.

$g_i$  : L' $i$ ème composante cartésienne de l'accélération de la pesanteur.

$h_{dp}$  : La hauteur de déplacement de la surface.

$H_S$  : Flux de chaleur à la paroi.

$i$  : Indice.

$K$  : la constante de **Von Karman**,  $K = 0,40$ .

$k$  : L'énergie cinétique de turbulence ( $m^2 s^{-2}$ ).

$l_S$  : L'échelle de longueur de **Smagorinsky**.

$P_{rt}$  : Le nombre de **Prandtl** de la turbulence.

$p_s$  : La pression de référence prise à 1000 mb.

$Re$  : Le nombre de Reynolds de l'écoulement.

$R_i$  : Terme source ou puits par réaction chimique avec  $N$  autres constituants.

$R^*$  : La constante des gaz parfaits pour l'air sec.

$S_i$  : Terme source additionnel.

$t$  : Le temps.

$\Delta t$  : Pas de temps.

$T$  : La température de parcelle d'air.

$T_r$  : Température à l'état de référence.

$T_s$  : Température à la paroi.

$T_v$  : La température virtuelle.

$T_1'$  : La fluctuation de température par rapport à l'état de référence.

$\bar{U}$  : Le module de la vitesse moyenne tangentielle à la distance  $d$ .

$v_i'$  : La  $i$ ème composante cartésienne de la fluctuation de la vitesse autour de sa valeur moyenne.

$\overline{v_i' v_j'}$  : Les tensions de Reynold

$\bar{V}$  : La vitesse moyenne ( $\text{ms}^{-1}$ ).

$\bar{V}_i$  : La  $i$ ème composante cartésienne de la vitesse moyenne.

$x_i$  : La  $i$ ème composante cartésienne.

$z_{0mp}$  : La longueur de rugosité dynamique.

---

## ACRONYMES

### **Abréviations:**

DNS: Direct Numerical Simulation.

RANS: Reynolds Average Navier Stokes.

TKE: Energie cinétique turbulente.



### Introduction générale :

Une bonne ventilation est indispensable pour garantir un bon renouvellement d'air dans un logement, évacuer les polluants, améliorer la qualité de l'air intérieur et ainsi contribuer à préserver la santé de ses occupants. Pour vous aider à comprendre le système de ventilation naturelle, nos experts font le point.

La ventilation naturelle est un des moyens déjà utilisés auparavant dans l'architecture des villes traditionnelles à l'ouest de l'Algérie. Pour réduire l'utilisation de l'électricité des dispositifs de climatisation et l'utilisation des CFC qui participent au réchauffement de la planète, les techniques de refroidissement passives sont devenues plus attractives ces dernières années ce qui justifie leur exploitation sous différentes formes.

Une mauvaise maîtrise de la ventilation d'un bâtiment aura des conséquences néfastes sur la qualité de l'air intérieur, la conservation du bâti et les consommations d'énergie. Dans la vie des bâtiments, à cause du simple vieillissement ou dans le cadre de réhabilitations ou de restructurations, les installations de ventilation doivent faire l'objet de modifications, d'améliorations, afin de répondre correctement aux nouveaux besoins et aux nouvelles exigences de qualité des bâtiments. Beaucoup d'installations de ventilation des bâtiments résidentiels ou tertiaires ne donnent pas aujourd'hui satisfaction. Les motifs peuvent être une qualité d'air intérieur dégradée, des taux de renouvellement d'air parfois nuls ou trop élevés, des surconsommations d'énergie, des courants d'air, du bruit, des installations récentes mais déjà en mauvais état et des opérations de maintenance négligées.

Le travail fourni est une analyse de performance de ventilation naturelle croisée à travers les grandes et les petites ouvertures pour trois configurations de bâtiments isolés différents.

Les résultats de la simulation sont comparés aux mesures en soufflerie PIV (Particle Image Velocity) par Karava et al. (2011).

Le but de ce travail est également une évaluation des effets de la diffusion physique et numérique sur le flux de ventilation croisée dans ces sept configurations de bâtiments. Des simulations CFD couplées du flux du vent extérieur et du flux d'air intérieur sont effectuées avec l'approche RANS stationnaire 3D et le modèle de turbulence SST  $k - \omega$  (Menter, 1994).

Ce modèle de turbulence a été choisi en raison de sa supériorité en performances par rapport aux autres modèles RANS pour la ventilation d'un bâtiment isolé simple, comme le montre l'étude de sensibilité de Ramponi et Blocken (2012). La quantité de diffusion physique varie en changeant les profils d'entrée de l'énergie cinétique turbulente dans une plage réaliste. La quantité de diffusion

numérique varie en changeant la solution de grille et en appliquant des schémas de discrétisation du premier et du second ordre.

Le premier chapitre de ce travail est destiné à présenter une revue bibliographique sur les études qui portent sur ventilation naturelle d'un bâtiment générique isolé, suivi par une description de la géométrie du problème traitée et le système d'équations concernant notre phénomène physique, ainsi que les conditions aux limites.

Le deuxième chapitre décrit la méthode utilisée. Les aspects relatifs à la méthode des volumes finis sont exposés en détail, en particulier la génération du maillage de calcul, la discrétisation des équations du problème, les schémas de domaine étudié

Les résultats sont discutés au chapitre 3 et présentés sous forme graphique représentant les structures d'écoulement.

Enfin, nous terminons notre mémoire par une conclusion générale résumant l'essentiel de notre travail.

# *Chapitre 01*

*ETUDE*

*BIBLIOGRAPHIQUE*

### Etude bibliographique :

Cette mémoire s'intéresse au mouvement de l'air à l'intérieur de bâtiment par la ventilation croisée à travers les grandes et les petites ouvertures. Plusieurs chercheurs ont travaillé sur analyse de performance de ventilation croisée à travers les grandes et les petites ouvertures, en 1989, Mounajed Redwan a soutenu un travail de thèse de doctorat à université de Marne-la-Vallée à la France dont le thème est La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments. Application à l'étude de la ventilation, il a modélisé les transferts d'air dans le bâtiment et d'étudier essentiellement l'influence des fluctuations spatio-temporelles du vent sur la ventilation et la qualité de l'air dans les logements [1].

En 2001, YI Jianget autres a fait une étude de ventilation naturelle dans les bâtiments : mesure en soufflerie et simulation numérique avec simulation à grand tourbillon, ils essaient de présenter une comparaison de la soufflerie et des simulations numériques de circulation d'air autour, à l'intérieur et à travers les corps de bluff avec des ouvertures [2].

Plusieurs chercheurs par exemple: Tomohiro Kobayashi, Kazunobu Sagara, Toshio Yamanaka et les autres (en 2004) ont travaillé sur prédiction du taux de ventilation croisée à travers de grandes ouvertures- Problèmes de méthode conventionnelle-, ils prennent une configuration de base comme un modèle rectangulaire de la longueur avec différentes ouvertures de cas ont été placés au centre de la murs d'extrémité avec l'analyse de l'expérience précédente en soufflerie réalisé avant et comprendre les phénomènes de ventilation croisée [3].

En 2009, Robert N. Meroney a fait une étude sur la prévision CFD du débit d'air dans les bâtiments pour la ventilation naturelle, il s'agit d'un exercice qui examine dans quelle mesure la dynamique des fluides numérique (CFD) techniques peuvent reproduire des mesures récentes en soufflerie effectuées par Karava de circulation d'air autour et à l'intérieur d'un bâtiment rectangulaire [4.5].

Chu Chia-Ren et les autres a fait deux études ; la première étude en 2010 sur les facteurs de perte des ouvertures des bâtiments pour la ventilation éolienne, cette étude a utilisé des expériences en soufflerie pour déterminer les facteurs de perte des ouvertures de bâtiments pour le vent ventilation cette étude a également proposé un modèle de résistance pour calculer la ventilation taux de ventilation croisée entraînée par le vent dans les bâtiments cloisonnés et la deuxième en 2014, sur la ventilation transversale entraînée par le vent dans les bâtiments longs, par contre les autres cette étude utilise La simulation des grandes structures de la turbulence (SGS ou en anglais LES pour Large Eddy Simulation) et expériences en soufflerie dans un bâtiment de faible hauteur à zone unique pour étudier le mécanisme derrière la règle de base pour une ventilation transversale

efficace entraînée par le vent suggère que la longueur du bâtiment doit être inférieure à cinq fois la hauteur du plafond [6.7].

En 2016, Shahram Derakhshan et autres ont fait une étude numérique de la ventilation croisée d'un bâtiment isolé avec un aspect d'ouverture différent ratios et emplacements pour diverses directions du vent, ils ont étudié la ventilation naturelle du flux de vent qui était simulé pour évaluer les paramètres affectant le flux de volume dans un bâtiment isolé en utilisant le calcul dynamique des fluides (CFD) [8]. En 2018, Sahebbilal et autres ont soutenu un travail de mémoire de master à l'université de Bouira en Algérie dont le thème était l'étude et la simulation de la ventilation d'un local, ils ont travaillé sur le comportement thermique le plus froid et le plus chaud endroit [9].

Le contexte et les résultats de cette étude sont présentés ici en détails. Le premier chapitre a été réservé à la présentation de l'étude bibliographique sur le principe de ventilation naturelle dans un bâtiment, dans le deuxième chapitre nous avons présenté la Modélisation numérique des écoulements turbulents. Le logiciel de calcul ICEM CFD et ANSYS CFX à trois dimensions (3D) est présenté dans le troisième chapitre, Le quatrième chapitre a été réservé à la présentation des conditions aux limites et des discussions des résultats. Une conclusion générale est donnée à la fin de ce document.

## **Définition**

### **La ventilation**

La ventilation des locaux permet de l'arrivée de l'air neuf et l'extraction de l'air intérieur vicié. A partir d'un dispositif naturel ou mécanique.

### **Le confort thermique**

Le confort thermique est une sensation de confort lorsqu'il est exposé à un environnement intérieur. Le confort thermique dépend non seulement de la température, mais aussi des conditions d'humidité de l'air intérieur, des courants d'air potentiels, du niveau de respiration de l'air ou de la qualité de l'air intérieur (QAI). La température seule dépend de la température sèche résultante, qui est une sorte de température interne moyenne rayonnée par différents objets et murs [12, 13].

### **Le but de la ventilation**

- Fournir de l'air frais pour les lieux occupés,
- Permettre l'extraction de l'air pollué, malodorant et vicié,

Maintenez un climat intérieur sans poussière avec une température et une humidité [12, 13].

## Comment fonctionne la ventilation naturelle ?

La ventilation naturelle se sert des différences de pression provoquées par le vent afin d'assurer la circulation de l'air d'une pièce à l'autre en continu. Sachant que l'air chaud est plus léger que lorsqu'il est froid, il monte et génère un balayage permanent dans le bâtiment. L'air extérieur pénètre tout simplement par des grilles d'arrivée d'air installées dans les pièces de vie, puis passe dans tout le logement grâce à des grilles de transfert. Les pièces humides et plus chaudes - la cuisine, les WC et la salle de bains - sont équipées de bouches d'extraction, de sorte que l'air vicié puisse retourner dehors. Il passe alors par des conduits à tirage naturel coiffés d'extracteurs statiques, qui ressortent par le toit. Aucun ventilateur n'intervient, ce qui représente un atout considérable en termes de consommation électrique [12, 13].

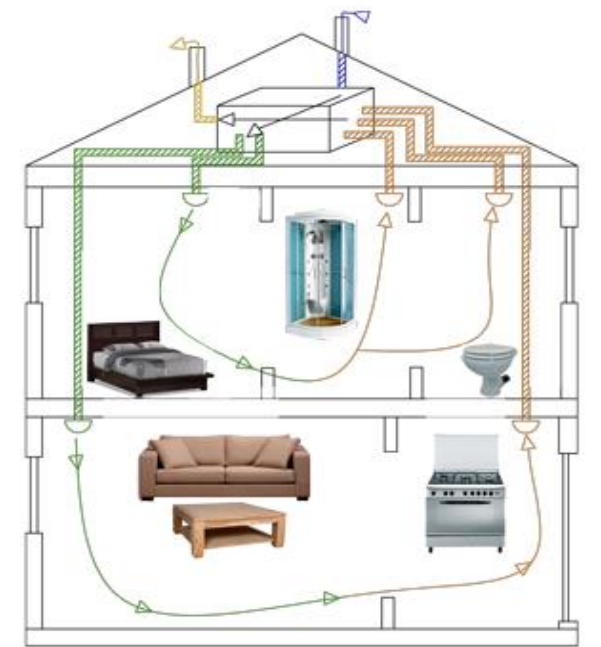


Figure 1. 1: Principe de fonctionnement de VMC double flux [12, 13].

## Types de ventilation

- Le tirage thermique permet d'évacuer l'air chaud selon le principe de la convection. En effet, celui-ci remonte naturellement pour s'échapper en partie haute. Il crée simultanément une dépression en partie basse de manière proportionnelle à la différence de température entre l'intérieur du logement et dehors. Dans les pièces humides, il convient donc d'installer des grilles d'aération en hauteur pour permettre l'évacuation de l'air intérieur et en bas pour favoriser l'arrivée de l'air frais de l'extérieur. Combiné à un extracteur, l'effet de tirage du conduit vertical s'en trouve renforcé car, en tournant avec la force du vent, il produit une dépression supplémentaire [12, 13];

- La ventilation traversant engendre un courant d'air qui permet de renouveler l'oxygène dans le logement. Le vent fait effectivement entrer l'air extérieur en occasionnant une pression et, en même temps, engendre une dépression qui chasse l'air chaud et pollué en dehors du logement. Pour en bénéficier, il convient d'aménager des entrées face au vent dominant et des sorties d'air à l'opposé. Seul un professionnel saura vous conseiller sur l'agencement bien spécifique de la ventilation ;
- La ventilation naturelle hybride permet d'assurer une aération optimale du domicile. Pour cela, une assistance mécanique à basse pression est ajoutée. Le système prend le relais dès l'instant que les conditions de tirage naturel ne sont plus réunies. Ce type de ventilation est donc surtout utile durant les périodes de froid ou de canicule, car le débit d'air est stabilisé et, de ce fait, les déperditions énergétiques grandement limitées.

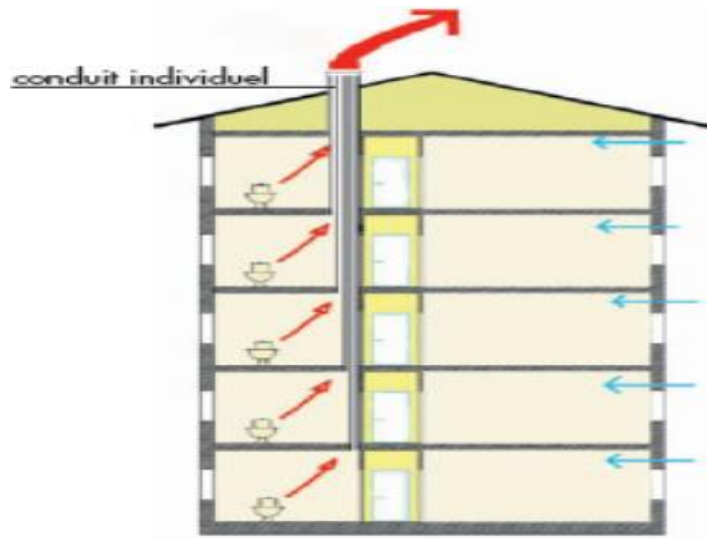


Figure 1. 2: Principe de la ventilation naturelle [12, 13].

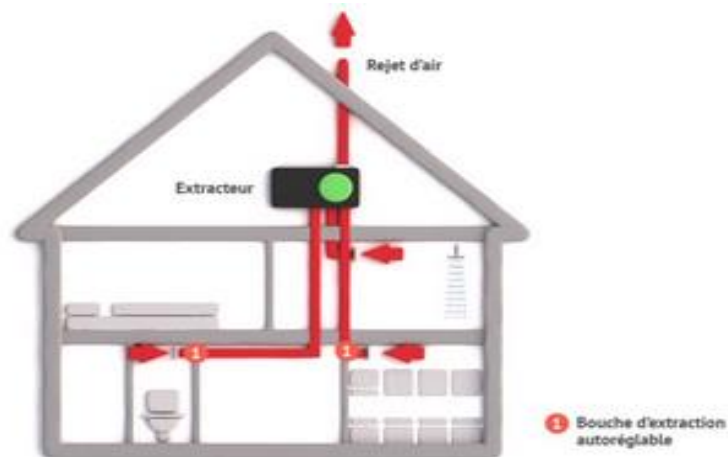


Figure 1. 3: Ventilation mécanique contrôlée simple flux [12, 13].

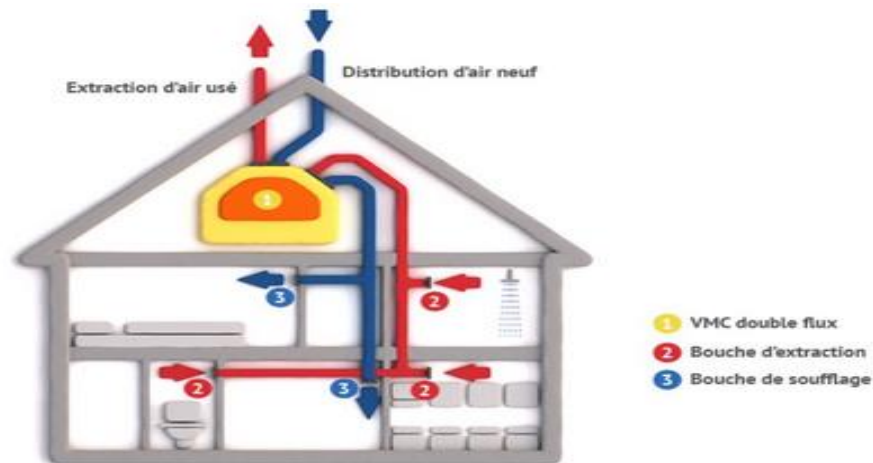


Figure 1. 4: VMC double flux [12, 13].

### Avantages et inconvénients

La ventilation naturelle possède de multiples atouts [12, 13]:

- Nul besoin de moteur pour fonctionner ! Elle n'entraîne donc pas de consommation énergétique ni de nuisance sonore ;
- La pression du vent et les différences de température constitue le seul moteur, ce qui réduit votre impact sur l'environnement ;
- Il n'y a presque pas d'entretien à faire ;
- Il s'agit d'une solution économique. Les grilles d'aération et les bouches d'extraction affichent des prix très abordables dans les magasins de bricolage ou encore sur Internet ;
- En rénovation, la ventilation naturelle est souvent privilégiée puisqu'elle évite de s'encombrer avec des gaines de pulsion et une unité double flux indépendante.

Mais ce concept révèle aussi quelques limites :

- La ventilation naturelle demeure tributaire de la météo. En conséquence, son débit varie en permanence. Pour pouvoir ainsi profiter du tirage thermique, la température extérieure doit être inférieure à celle au sein du logement ce qui est rarement le cas durant la saison estivale. Dans ce contexte, l'aération est insuffisante, ce qui risque de causer de l'humidité et de la condensation ;

- La ventilation naturelle ne contrôle pas les quantités d'air qui transitent au sein du bâtiment. Ceci s'explique par les différences de températures entre dedans et dehors, les mouvements du vent et la pression atmosphérique. En hiver, le risque de sur-ventilation est grand et, donc, de déperdition thermique ;
- Certes, le tirage naturel se réalise aisément en hiver puisque l'intérieur est plus chaud. Cependant, en été, il peut littéralement s'inverser, l'air pouvant se déplacer des pièces humides vers les espaces de vie ;
- Pour une construction neuve, elle peut ne pas suffire. En effet, l'isolation est plus performante que dans l'ancien. Résultat : la ventilation naturelle risque de donner lieu à des pertes de chaleur en hiver et de la condensation en été ;
- La qualité de l'air intérieure n'est pas forcément garantie. Le vent peut effectivement compromettre le renouvellement de l'air selon le sens où il souffle, des fenêtres ouvertes peuvent également perturber le bon fonctionnement de la ventilation, et ce n'est sans parler des ouvertures qui laisser passer les bruits ainsi que la pollution. Dans un environnement urbain, il est donc indispensable de prévoir un traitement acoustique des grilles ;
- Les grilles d'ouverture peuvent être source d'inconfort, principalement en hiver, à moins qu'elles soient placées suffisamment en hauteur pour ne pas ressentir l'air froid ;
- Les ouvertures dans les façades ne sont pas forcément très esthétiques.

# *Chapitre 02*

## *Modélisation Numérique Des Ecoulements Turbulents*

### 2.1 Modélisation numérique des écoulements turbulents :

La difficulté de la modélisation des écoulements turbulents réside dans le fait qu'il n'y a pas de séparation entre les grandes échelles et les petites échelles : on ne peut pas traiter le comportement à grande échelle sans tenir compte des petites échelles et inversement. Si les mouvements de grande échelle contiennent l'essentiel de l'énergie cinétique et sont responsables des échanges turbulents de quantité de mouvement, de chaleur et de masse, les mouvements de petite échelle sont principalement responsables de la dissipation de l'énergie cinétique turbulente, le transfert de l'énergie des grandes échelles vers les petites échelles se fait par un processus de cascade [25]. Ce système d'équations, fortement non-linéaire, ne présente pas en pratique de solutions analytiques. Il existe néanmoins différentes méthodes numériques qui permettent de modéliser ces écoulements.

Je présente dans cette section différents outils numériques pour modéliser les écoulements turbulents avant de décrire plus en détails l'approche que nous avons choisie.

### 2. 2 Simulation numérique directe – Direct Numerical Simulation (DNS):

La simulation numérique directe consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes en tenant compte de toutes les échelles du mouvement. D'après la théorie de Kolmogorov en 1941, le rapport des échelles de longueur entre les plus grands et les plus petits tourbillons, est proportionnelle à  $Re^{3/4}$ ,  $Re$  étant le nombre de Reynolds de l'écoulement. On comprend alors les limites d'une telle approche lorsque l'on veut modéliser des phénomènes de grandes échelles. A titre indicatif, pour résoudre des phénomènes à l'échelle d'une centaine de mètres, pour des vitesses d'environ 1 m/s, et avec un nombre de Reynolds de l'ordre  $10^6$ , le rapport entre les plus grandes et les plus petites échelles est alors compris entre  $10^4$  et  $10^5$ , ce qui signifie que pour capturer toutes les échelles, il faut que les plus petites mailles aient une résolution de 1 à 10mm.

Une modélisation tridimensionnelle nécessiterait alors un nombre de mailles de  $10^{12}$  à  $10^{15}$ . Pendant longtemps, l'insuffisance des moyens informatiques interdisait toute approche de type DNS. Cependant aujourd'hui, avec l'apparition des super calculateurs et en exploitant le calcul parallèle, la DNS peut être envisagée. Comme nous le verrons dans la section suivante, cette méthode est encore réservée à des études à très petites échelles, un nombre de mailles de l'ordre de  $10^{12}$  étant encore largement irréaliste.

### 2.3 Large Eddy Simulation (LES):

Afin de pallier à ces limites, dans la simulation des grandes échelles (Large Eddy Simulation), les mouvements de grandes échelles sont résolus explicitement, tandis que les effets des plus petites échelles sont représentés par les modèles simples. Cela permet de réduire considérablement le coût de calcul exigé par une approche DNS. De plus, la résolution explicite des grandes échelles fait de la LES une approche plus précise et plus fiable que l'approche des moyennes de Reynolds.

### 2.4 Reynolds Average Navier Stokes (RANS):

Une troisième approche pour modéliser les écoulements turbulents est l'approche statistique de Reynolds appliquée aux équations de Navier Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Si l'approche RANS donne des résultats moins fiables que les modèles de LES ou DNS, nous l'avons choisie car elle a l'avantage d'être moins coûteuse. Nous faisons en effet des simulations numériques à échelle réelle et malgré les avancées informatiques, une approche DNS n'est pas encore concevable, même à échelle locale.

#### ➤ Équation du modèle

Les équations exprimant les phénomènes d'écoulements sont principalement celles de dérivées de lois physiques de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

#### ➤ Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

#### ➤ Equation de quantité de mouvement suivant (x)

$$\frac{\partial uu}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.2)$$

#### ➤ Equation de quantité de mouvement suivant y

$$\frac{\partial uv}{\partial x} + \frac{\partial vv}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.3)$$

#### 2.4.1 Le modèle k-l:

La viscosité turbulente est exprimée en fonction de l'énergie cinétique turbulente (k) et une longueur de mélange  $l_m$ :

$$\nu_t = C_{lk} l_m k^{1/2} \quad (2.1)$$

où  $C_{lk}$  est une constante.

Ce modèle est dit à une équation de transport, car il nécessite l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente qui peut s'écrire:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\frac{g}{\theta_v} \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{\theta}_v}{\partial x_i} \delta_{i3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.2)$$

Dans le modèle k – l, le terme de dissipation de cette équation est paramétré en utilisant la relation de Kolmogorov:

$$\varepsilon = C_{l\varepsilon} \frac{k^{3/2}}{l_m} \quad (2.3)$$

où  $C_{l\varepsilon}$  est une constante.

Les constantes,  $C_{lk}$  et  $C_{l\varepsilon}$  des équations (2.1) (2.3) et  $\sigma_k$  de l'équation (23.2) dans la couche de surface sont données dans les modèles classiques par le tableau 3.1.

$\sigma_k$	$C_{lk}$	$C_{l\varepsilon}$
1.66	0.54	0.16

Tableau 2.1: Constantes pour le modèle k-l.

Le problème de fermeture consiste alors à déterminer la longueur de mélange.

#### 2.4.2 Le modèle k-ε:

Si le modèle k – l est simple à mettre en œuvre, une limitation, à l'instar du modèle à zéro équation de transport, réside dans la détermination de la longueur de mélange. C'est pourquoi nous avons choisi le modèle de fermeture (k – ε) à deux équations de transport. Il consiste en effet à établir une équation non pas pour  $l_m$ , mais pour l'expression  $\frac{k^{3/2}}{l_m}$ , proportionnelle au taux de dissipation (équation 2.3), ce qui fait disparaître la longueur de mélange du modèle. La viscosité turbulente s'exprime alors par:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.4)$$

où  $C_\mu$  est une constante. Reste alors à établir l'équation pour la dissipation. Cette dernière s'obtient à partir de l'expression de la dissipation (2.3) et de l'équation de la composante fluctuante de vitesse:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.5)$$

où  $P$  est le terme de production par le cisaillement moyen et les forces de flottabilité donné par:

$$P = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_{3\varepsilon} \frac{g}{\theta_v} \frac{\nu_t}{P_{rt}} \frac{\partial \overline{\theta_v}}{\partial z} \quad (2.6)$$

Avec, afin de ne tenir compte que de la contribution positive des termes de flottabilité:  $C_{3\varepsilon} = 0$  en atmosphère stable et  $C_{3\varepsilon} = 1$  en atmosphère instable. Les autres constantes du modèle ( $k - \varepsilon$ ) proposés par Launder et Spalding sont données dans le Tableau 2.2.

$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$C_\mu$	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$
1	1.3	0.09	1.44	1.92

Tableau 2.2: Constantes pour le modèle  $k - \varepsilon$ .

Le modèle  $k - \varepsilon$  est largement utilisé dans la modélisation numérique des écoulements turbulents. Néanmoins, certaines applications en ont révélées des faiblesses.

Afin de compenser la surestimation du terme de dissipation, le modèle  $RNG - k - \varepsilon$  (pour 'renormalisation group') consiste à introduire un terme puits dans l'équation de la dissipation:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.7)$$

où  $R$  rend compte du non-équilibre du taux de contraintes de cisaillement de l'écoulement:

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta_0 \eta^3) k} \quad (2. 8.a)$$

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right]^2 \quad (2. 8.b)$$

où  $\eta_0$  et  $\beta_0$  sont des constantes.

Si dans le modèle classique le terme de production  $P$  peut s'écrire sous la forme :

$$P = C_\mu \varepsilon |\bar{S}|^2 \quad (2. 9)$$

avec

$$|\bar{S}| = \frac{k}{\varepsilon} (2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij})^{1/2}, \quad \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2. 10)$$

Il est modifié dans le modèle pour K- L par:

$$P = C_\mu \varepsilon |\bar{S}| |\bar{\Omega}| \quad (2. 11)$$

avec:

$$|\bar{\Omega}| = \frac{k}{\varepsilon} (2\bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij})^{1/2}, \quad \bar{\Omega}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2. 12)$$

$\bar{\Omega}_{ij}$  Étant le tenseur de vortacité. Dans les zones où les contraintes sont irrotationnelles, typiquement près des parois où apparaît un point de stagnation  $|\bar{\Omega}| \approx 0$ , ce qui élimine la surproduction de  $k$ .

Si le modèle  $(k - \varepsilon)$  standard a été testé dans de nombreuses situations différentes, ce n'est pas le cas pour les modèles  $k - \Omega$  et RNG  $k - \varepsilon$ , dont les résultats peuvent être tributaires d'applications particulières.

### Domaine de calcul :

Le domaine de simulation est un rectangle de longueur  $L = 1,54$  m, de largeur  $W = 0,9$  m et de hauteur  $H = 0,48$  m, dans lequel est placé un cube de dimension extérieure  $l = 0,1$ ,  $w = 0,1$  et  $h = 0,08$  m,  $l$ ,  $w$  et  $h$  sont respectivement la longueur, la largeur et la hauteur du bâtiment, l'épaisseur du mur est  $e = 0,002$  m. Le bâtiment a deux ouvertures symétriques de même dimension  $h_0 \times l_0$  ( $0,018 \times 0,046$  m<sup>2</sup>) au centre du vent et sous le vent, comme le montre la Figure 2.1. La dimension du modèle de bâtiment est une échelle réduite du modèle utilisé en soufflerie par Karava et al [1, 2].

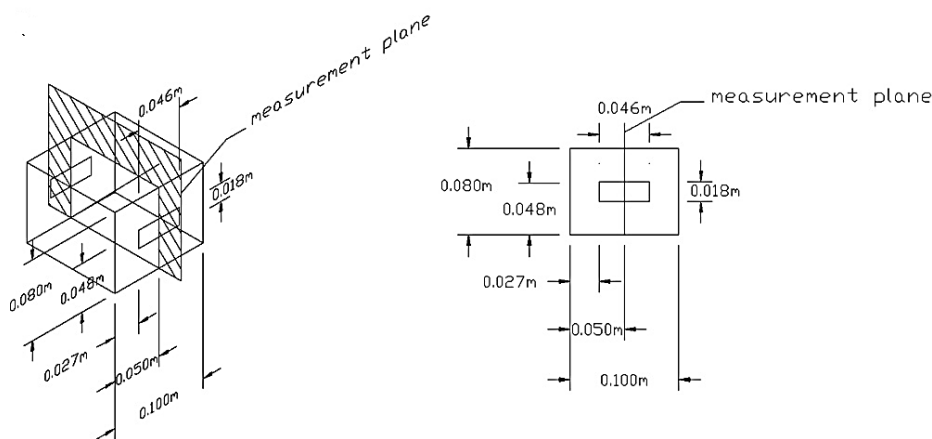


Figure 2. 1: Domaine de calcul et géométrie du bâtiment. Dimension en m [1].

### Les hypothèses de travail :

Il est nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la ventilation pour un fluide sont énumérer comme suit :

- L'écoulement est incompressible.
- L'écoulement est considéré turbulent.
- L'écoulement est considéré tridimensionnel.

### Conditions aux limites:

Les conditions aux limites utilisées dans cette étude sont similaires aux conditions aux limites de l'expérience en soufflerie atmosphérique réalisée par Karava Panagiota [1].

Le profil de vitesse à l'entrée est produit à partir d'une loi logarithmique (voir Eq.01), le profil est donné par:

$$U(z) = \frac{u_{ABL}^*}{\kappa} \ln \left( \frac{z+z_0}{z_0} \right) \quad (1)$$

Avec  $z$  la coordonnée de hauteur,  $z_0 = 0.005\text{m}$  est la rugosité aérodynamique,  $u^*_{ABL}$  est la vitesse de frottement de la couche limite atmosphérique ( $u^*_{ABL} = 1.3193$ ) et  $\kappa$  la constante de Von Karman ( $\kappa = 0,42$ ),  $z_0$  est déterminée en ajustant le profil de vitesse pour l'échelle réduite. L'énergie cinétique turbulente  $k$  et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$  sont données par les expressions Eq. 2 et Eq.3 respectivement:

$$\frac{k(z)}{U_h^2} = 0.033 \exp^{-0.32\left(\frac{z}{h}\right)} \quad (2)$$

$$\varepsilon(z) = \frac{(u_{ABL}^*)^3}{\kappa(z+z_0)} \quad (3)$$

$U_{ref}$  représente la vitesse du vent à la hauteur du bâtiment  $h$  ( $h = 0,16 \text{ m}$ ), pour le cas étudié  $U_{ref} = 8.9 \text{ m / s}$ .

# *Chapitre 03*

**Présentation du logiciel de calcul  
ICEM CFD et ANSYS CFX**

### 3.1 Présentation du code CFX

Dans ce document on présentera deux outils de simulation numérique qui peuvent être utilisés indépendamment l'un de l'autre. Le premier est le logiciel ANSYS ICEM CFD qui est utilisé pour le dessin de la géométrie et la génération du maillage. Le deuxième est le code ANSYS CFX qui permet la simulation numérique de l'écoulement ; l'utilisation du pré-procédant, la résolution et le post-procédant est démontrée par l'exemple de l'écoulement dans une conduite à changement brusque de section.

La réalisation d'un projet dans ce logiciel se fait suivant les étapes suivantes :

### 3.2 Le logiciel ANSYS ICEM CFD

Les opérations exécutées dans cette phase sont les suivantes :

- Création de la géométrie et du domaine de calcul qui doit simuler la veine d'essais ;
- Génération du maillage du domaine de calcul : maillage raffiné près des parois (maillage de la couche limite) et grossier dans les zones d'écoulement libre.

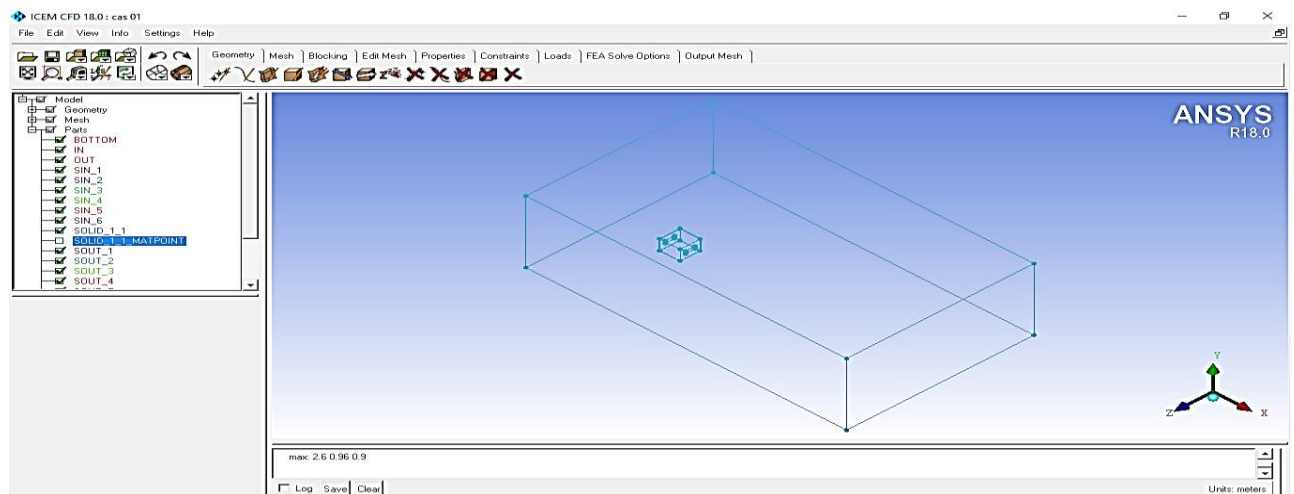


Figure 3.1 : L'interface de logiciel ICEM CFD

### 3.2.1 Etape 01 : Création de la géométrie :

ANSYS ICEM.CFD permet d'établir la géométrie du système étudié. La géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volumes.

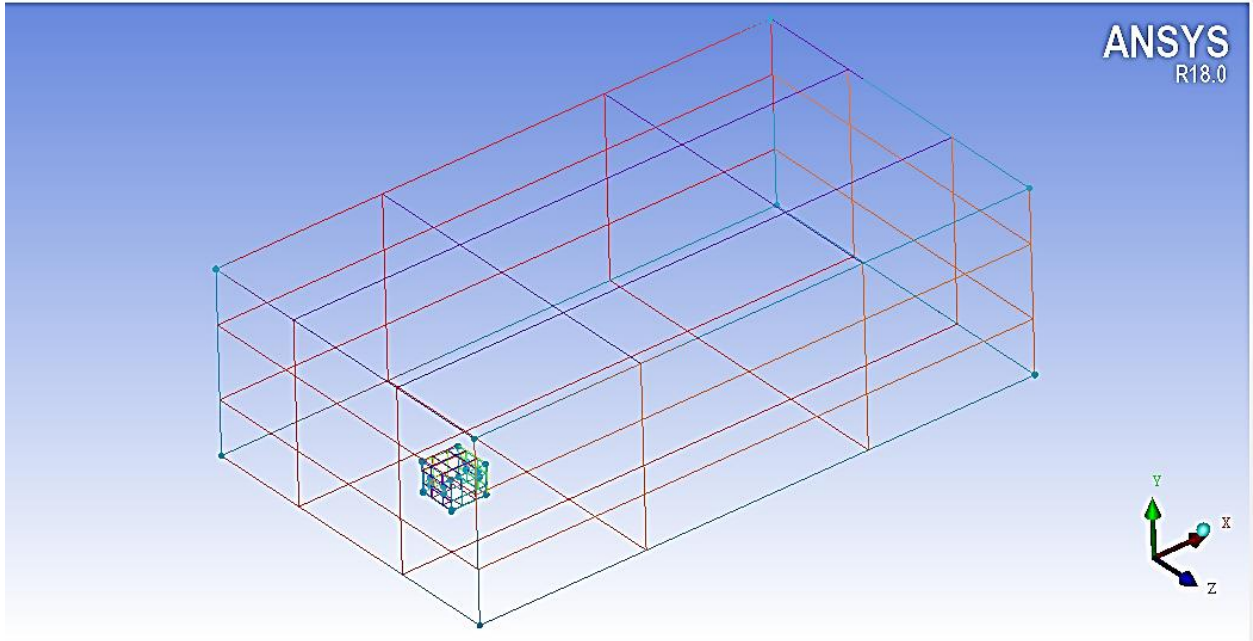
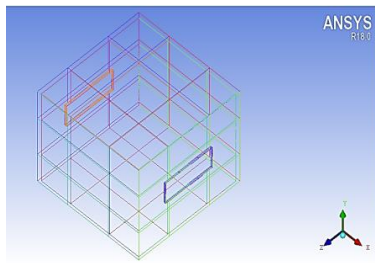
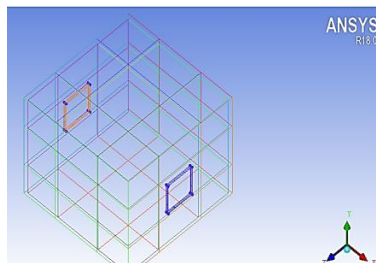


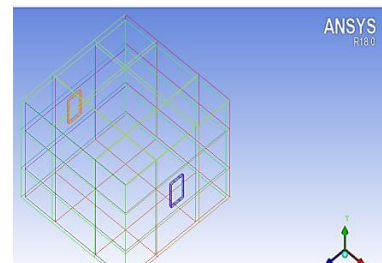
Figure 3.2 : Domaine de calcul.



**Cas 01**( $r_1=2,55$ )  
 $w \times h=92 \times 36 \text{ mm}^2$



**Cas 02**( $r_2=1$ )  
 $w \times h=46 \times 46 \text{ mm}^2$



**Cas 03**( $r_3=0,63$ )  
 $w \times h=23 \times 36 \text{ mm}^2$

Figure 3.3 : Les géométries de notre bâtiment ; cas 01 : ( $w \times h= 92 \times 36$  avec  $r_1 = 2.55$ ), cas 02 : ( $w \times h= 46 \times 46$  avec  $r_2 = 1$ ) et cas 03 : ( $w \times h= 23 \times 36$  avec  $r_3 = 0.63$ ).

### 3.2.2 Etape 02 : Génération du maillage :

La première étape de la simulation est la définition du domaine du calcul. Il s'agit de choisir le nombre de dimensions, pour la forme géométrique de la zone à étudier. Une fois cette étape franchie, il faut définir un maillage du domaine, c'est-à-dire découper le domaine en mailles élémentaires. Le choix de la finesse du maillage est un problème délicat et plus particulièrement dans notre cas. Il convient de faire un maillage suffisamment fin pour que les résultats aient une bonne précision et reproduisent l'ensemble des phénomènes sans toutefois conduire à des temps de calcul trop longs.

Le Choix de la taille des mailles peut être basé sur les échelles caractéristiques des phénomènes et des détails géométriques à représenter.

Un maillage peut être structuré ou non structuré, uniforme ou non uniforme

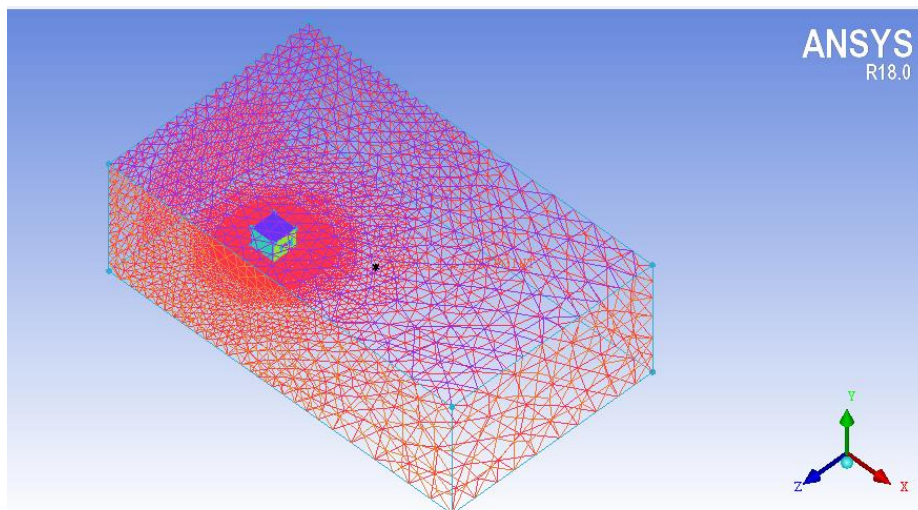


Figure 3.4 : Maillage du domaine.

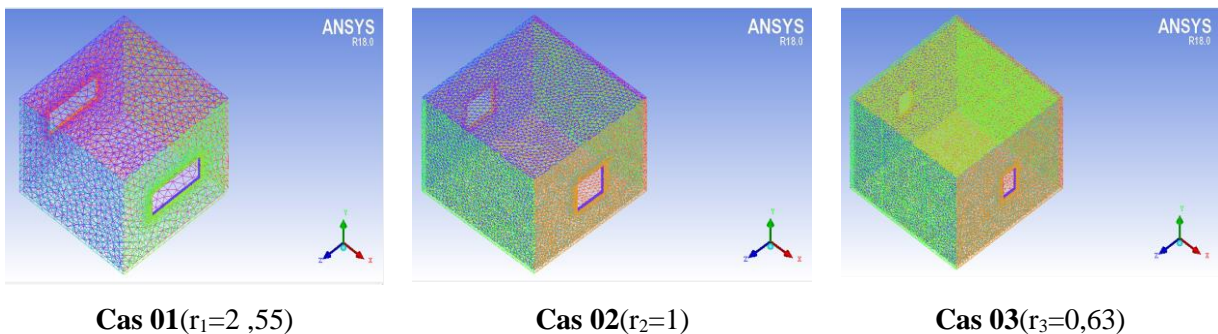


Figure 3.5 : Maillage de notre bâtiment; cas 01 : ( $w \times h = 92 \times 36$  avec  $r_1 = 2.55$ ), cas 02 : ( $w \times h = 46 \times 46$  avec  $r_2 = 1$ ) et cas 03 : ( $w \times h = 23 \times 36$  avec  $r_3 = 0.63$ ).

### 3.3 Le logiciel ANSYS CFX

#### 3.3.1 Etape 01 : Pré-Processing

Dans l'interface *CFX-Pre* sont introduits les différents paramètres concernant l'écoulement :

- Conditions initiales et conditions aux limites ;
- Choix du modèle de turbulence ;
- Choix du nombre d'itération ;

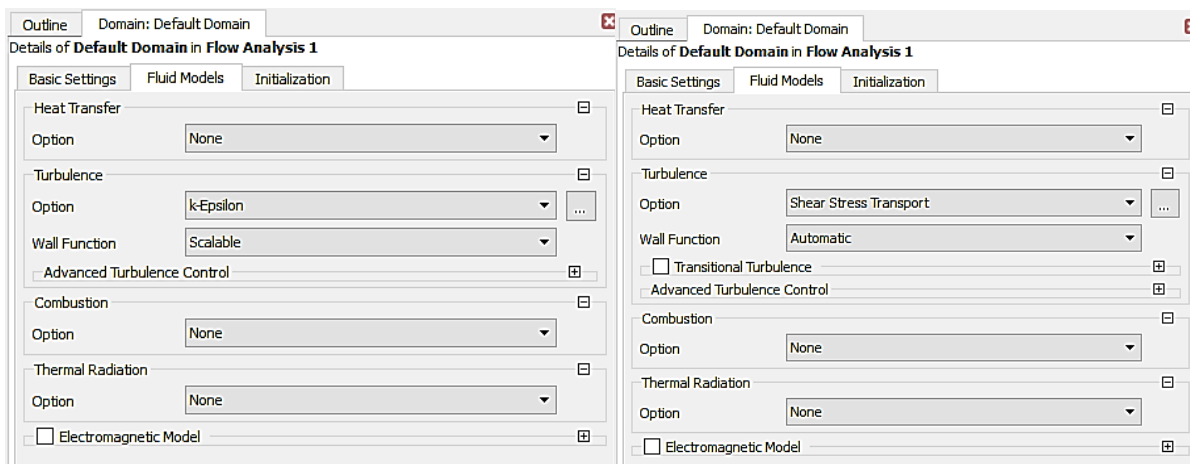
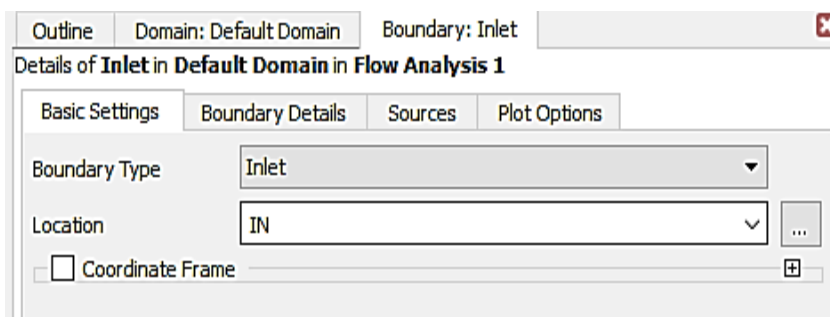


Figure 3.6 : Définition de domaine de calcul.

#### Les conditions initiales et conditions aux limites au code CFX-pre

Nous avons pris les profils de vitesse, l'énergie cinétique turbulente et les taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

##### 1. INLET (Entrée)



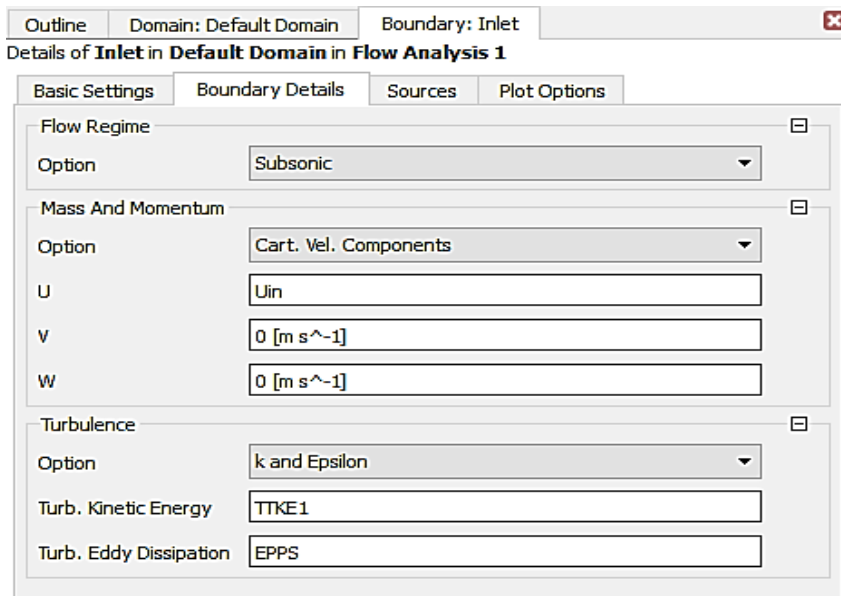


Figure 3.7 : Définition des conditions aux limites à l'entrée.

## 2. OUTLET (Sortie)

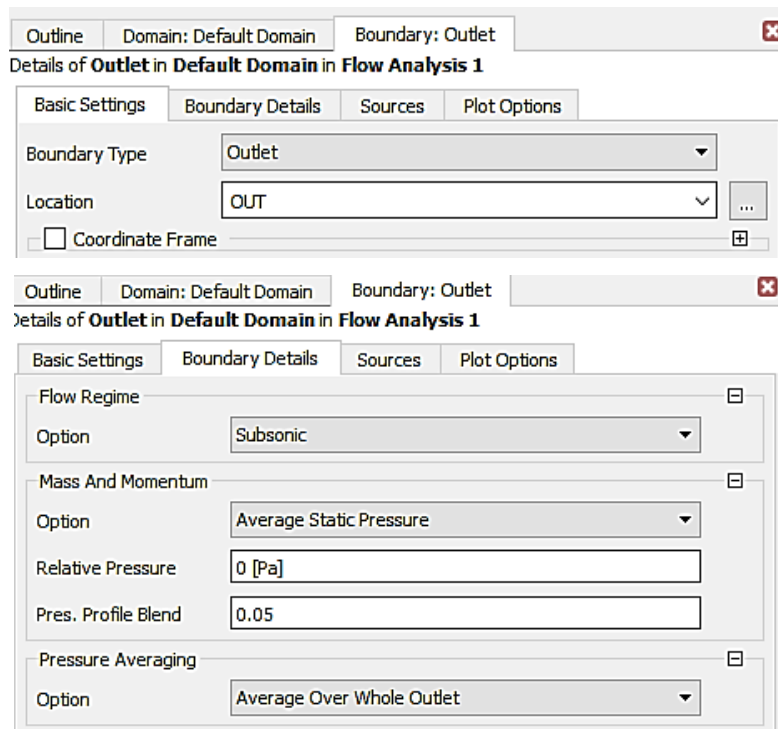


Figure 3.8 : Définition des conditions aux limites à la sortie.

### 3. OPENINGS (Ouvertures)

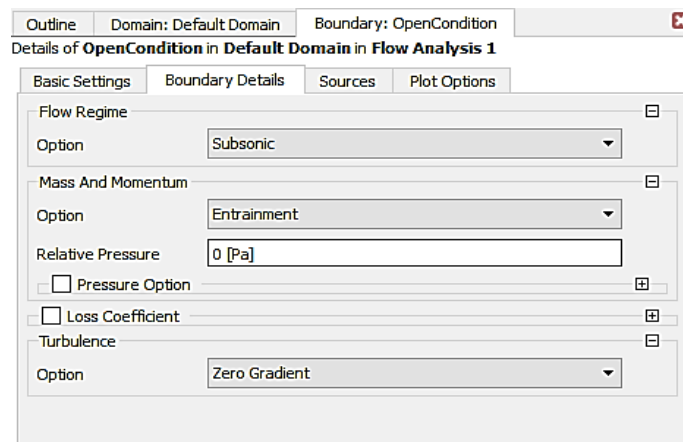
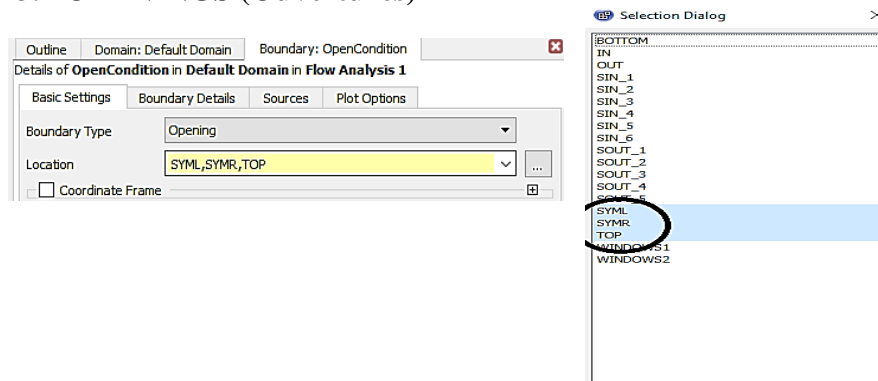
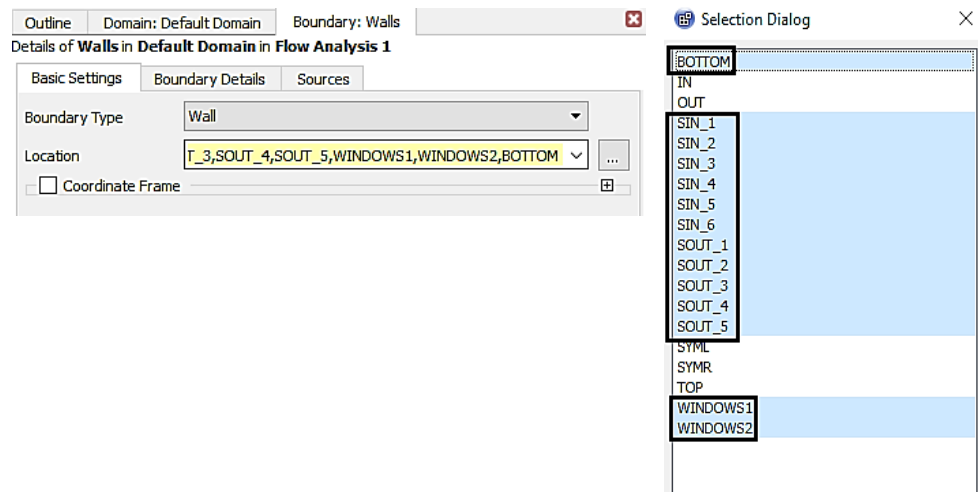


Figure 3.9 : Définition des conditions aux limites des surfaces ouvertes comme les deux symétries et le toit de domaine.

- WALLS (Murs)



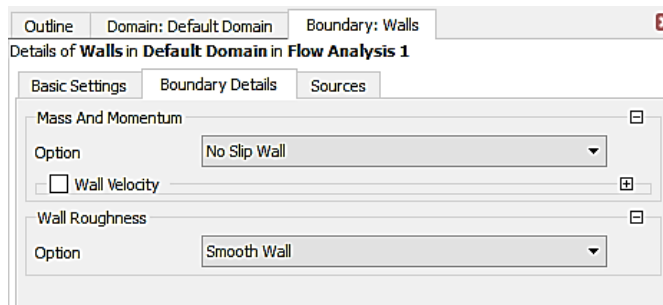


Figure 3.10: Définition des conditions aux limites des surfaces de bâtiment et de la base de domaine.

### 3.3.2 Etape 02 : SOLVER CFX

Enfin le *SOLVER CFX* entame les calculs

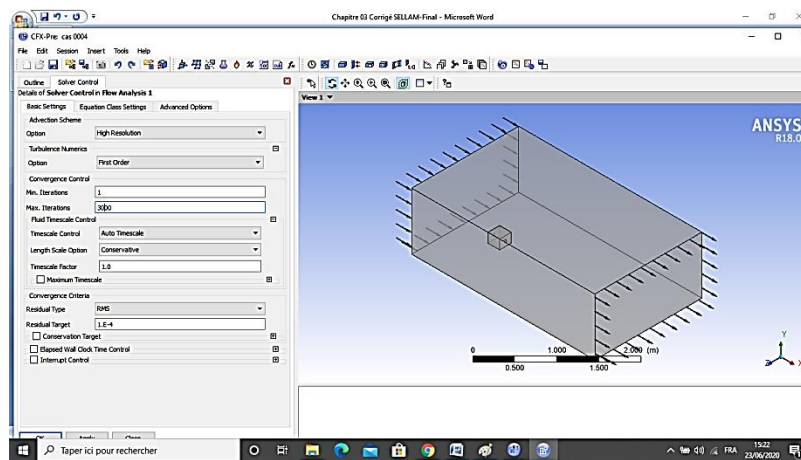


Figure 3.11: Définition du nombre d'itération.

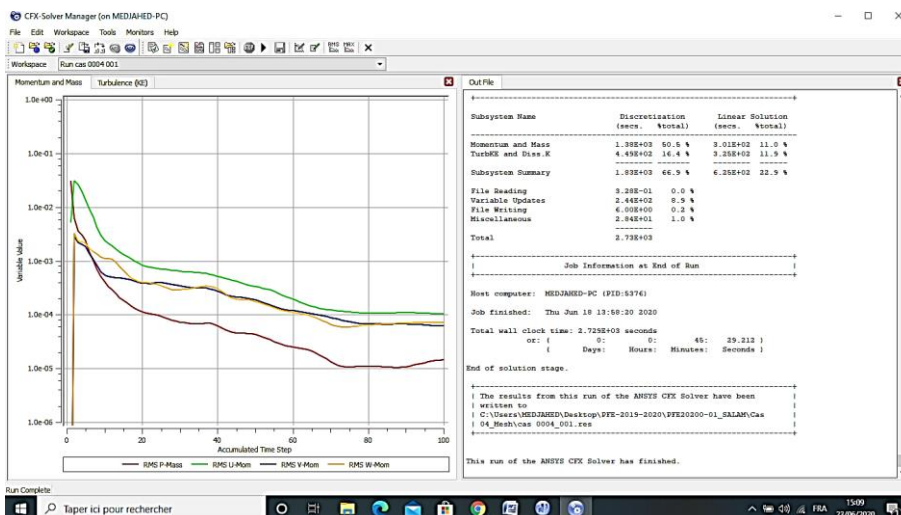


Figure 3.12: Lancement de calcul et progression des convergences.

### 3.3.3 Etape 03 : Post-Processing

Dans l'étape du **Post**, tous les résultats de la simulation peuvent être exploités, tels que la vitesse, la pression et autres paramètres obtenus lors des calculs. Il est possible de visualiser les contours de pression, le champ de vecteur de vitesses, les lignes de courant, etc.

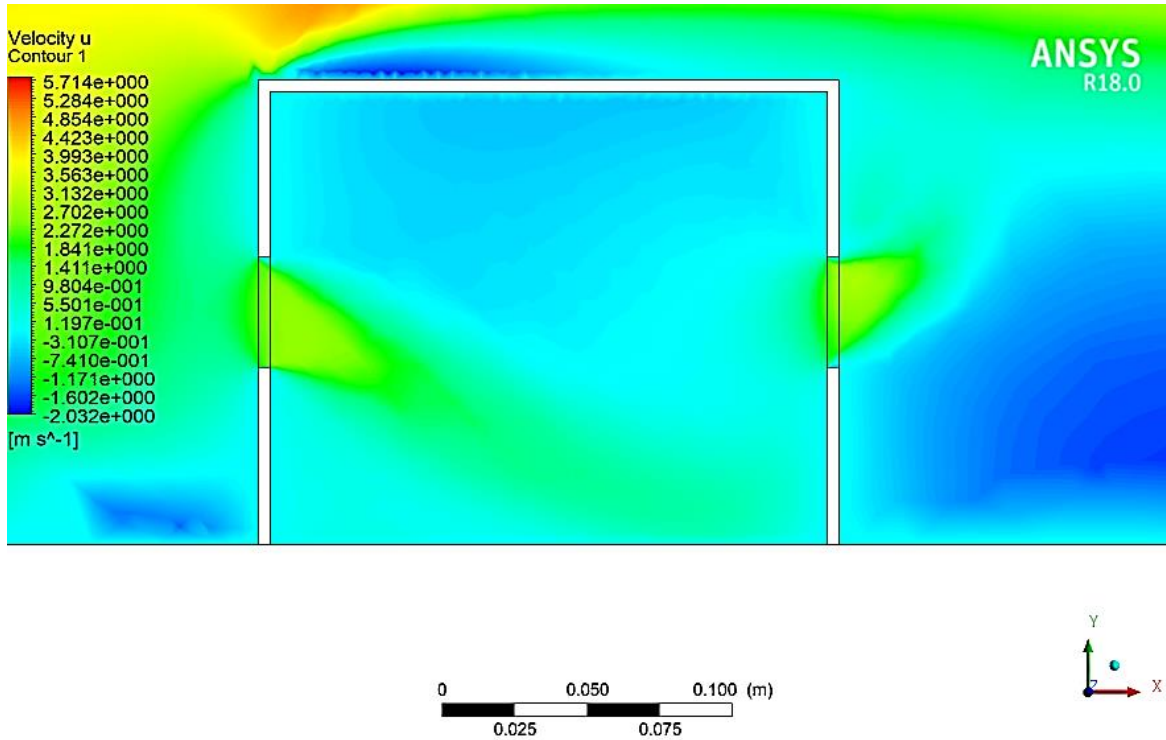


Figure 3.13:Contour de vitesse par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).

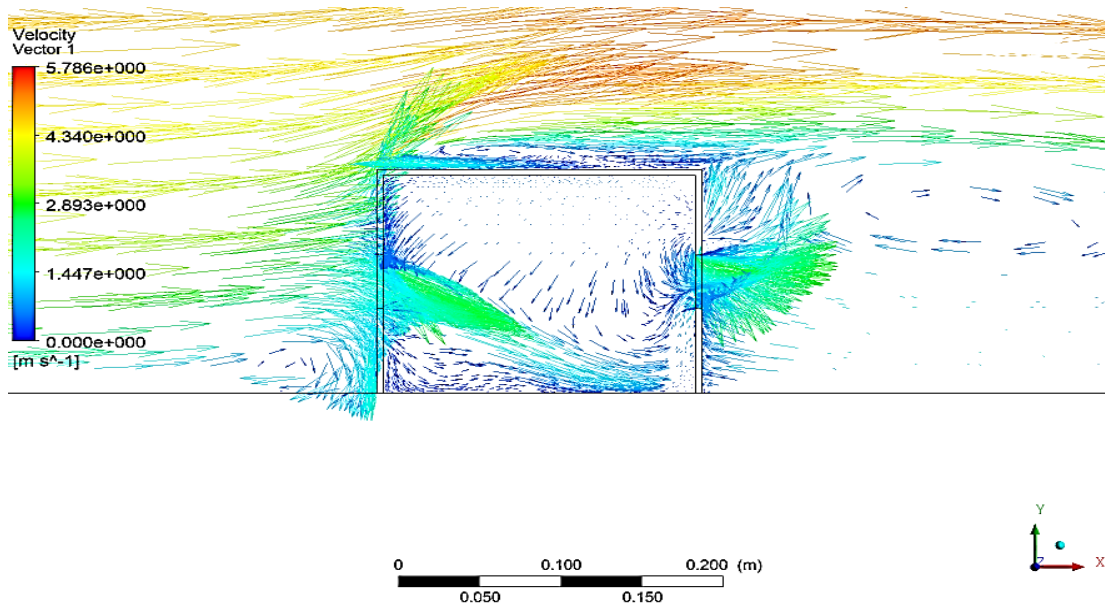


Figure 3.14:vecteur de vitesse par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).

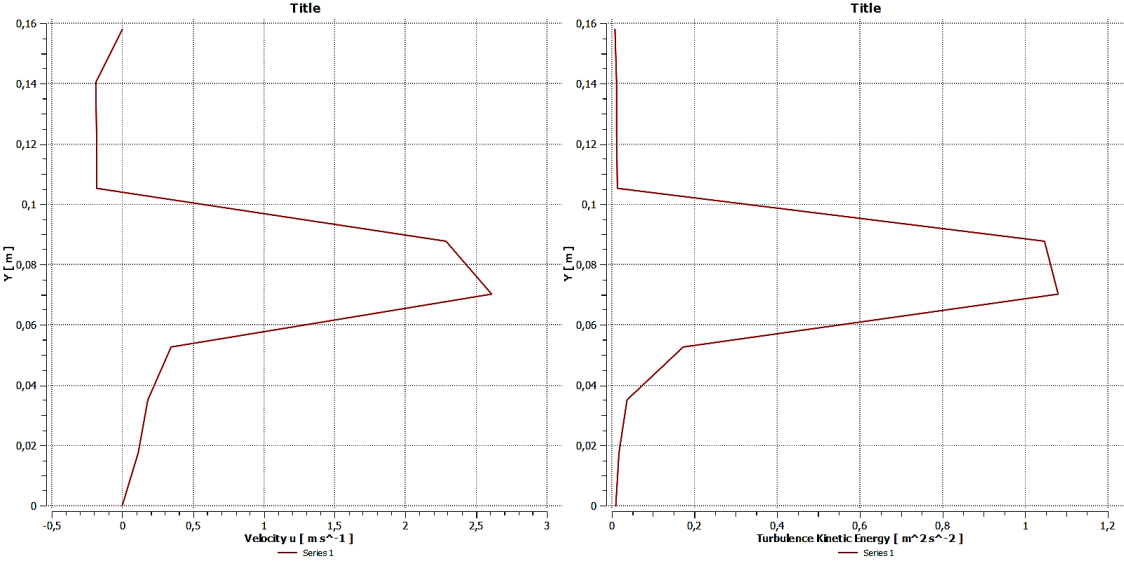


Figure 3.15: Profil de vitesse et l'énergie cinétique turbulente par logiciel ANSYS CFX (Post-pro).

# *Chapitre 04*

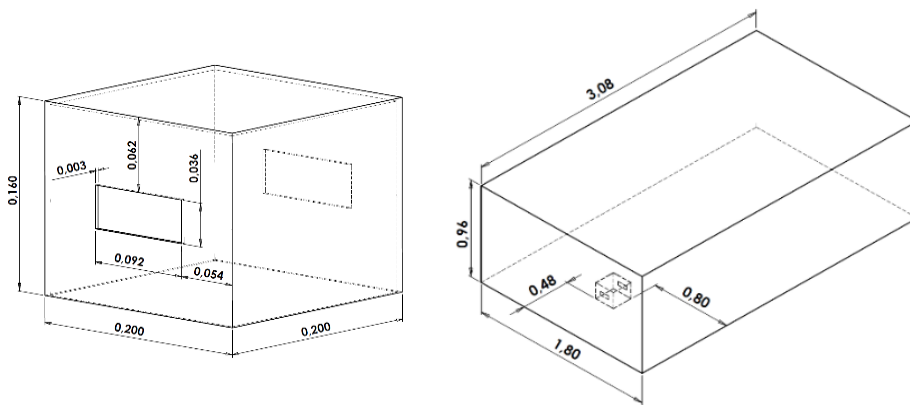
*Résultats et discussions*

### Introduction :

Dans ce présent chapitre, nous présentons les résultats obtenus à l'aide des deux logiciels ANSYS ICEM CFD et ANSYS CFX. Les simulations ont été réalisées pour la prédiction des champs de l'écoulement turbulent. Dans ce projet fin d'étude, on a étudié l'analyse de performance de ventilation croisée à travers les grandes et les petites ouvertures et nous avons simulé trois cas, le premier cas : ( $w \times h = 92 \times 36$  avec  $r_1 = 2.55$ ), le second cas : ( $w \times h = 46 \times 46$  avec  $r_2 = 1$ ) et le troisième cas : ( $w \times h = 23 \times 36$  avec  $r_3 = 0.63$ ).

### 4.1 Domaine de calcul :

Le domaine de simulation est un rectangle de longueur  $L = 3,08$  m, de largeur  $W = 1,8$  m et de hauteur  $H = 0,96$  m, dans lequel est placé un cube de dimension extérieure  $l = 0,2$ ,  $l = 0,2$  et  $h = 0,16$  m,  $l$ ,  $w$  et  $h$  sont respectivement la longueur, la largeur et la hauteur du bâtiment, l'épaisseur du mur est  $e = 0,004$  m. Le bâtiment a deux ouvertures symétriques de même dimension  $w_0 \times h_0$  ( $0,036 \times 0,092$  m<sup>2</sup>) au centre du vent et sous le vent, comme le montre la Figure 4.1. La dimension du modèle de bâtiment est une échelle réduite du modèle utilisé en soufflerie par Tominaga et al.



**Figure 4.1** : Domaine de calcul et géométrie du bâtiment. Dimension en m.

### 4.2 Conditions aux limites:

Les conditions aux limites utilisées dans cette étude sont similaires aux conditions aux limites de l'expérience en soufflerie atmosphérique réalisée par Tominaga et al.

Le profil de vitesse à l'entrée est produit à partir d'une loi logarithmique (voir Eq.01), le profil est donné par :

$$U(z) = \frac{u_{ABL}^*}{\kappa} \ln \left( \frac{z+z_0}{z_0} \right) \quad (1)$$

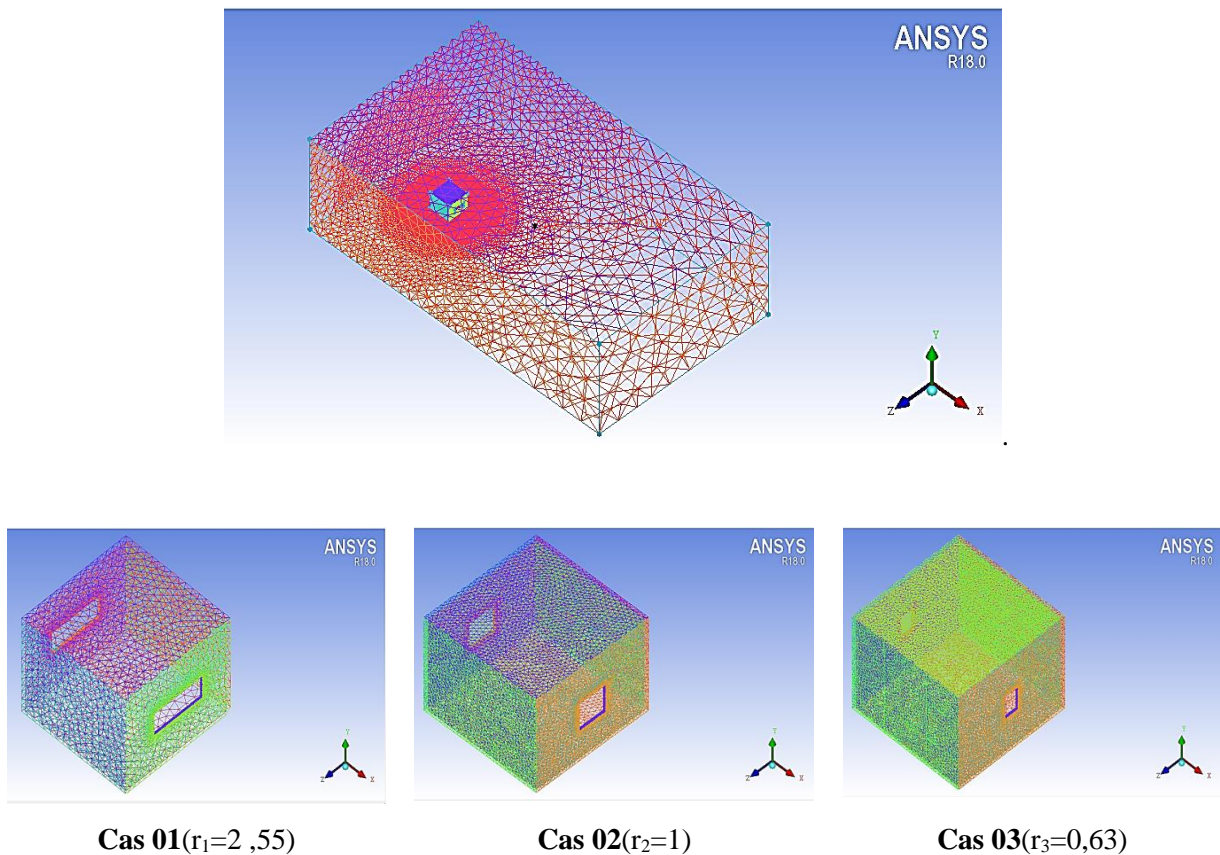
Avec  $z$  la coordonnée de hauteur,  $z_0 = 0009m$  est la rugosité aérodynamique,  $u^*_{ABL}$  est la vitesse de frottement de la couche limite atmosphérique ( $u^*_{ABL} = 0.348$ ) et  $\kappa$  la constante de Von Karman ( $\kappa = 0,42$ ),  $z_0$  est déterminée en ajustant le profil de vitesse pour l'échelle réduite. L'énergie cinétique turbulente et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$  sont données par les expressions Eq. 2 et Eq.3 respectivement :

$$\frac{k(z)}{U_h^2} = 0.033 \exp^{-0.32\left(\frac{z}{h}\right)} \quad (2)$$

$$\varepsilon(z) = \frac{(u_{ABL}^*)^3}{\kappa(z+z_0)} \quad (3)$$

### 4.3 Grilles de simulation :

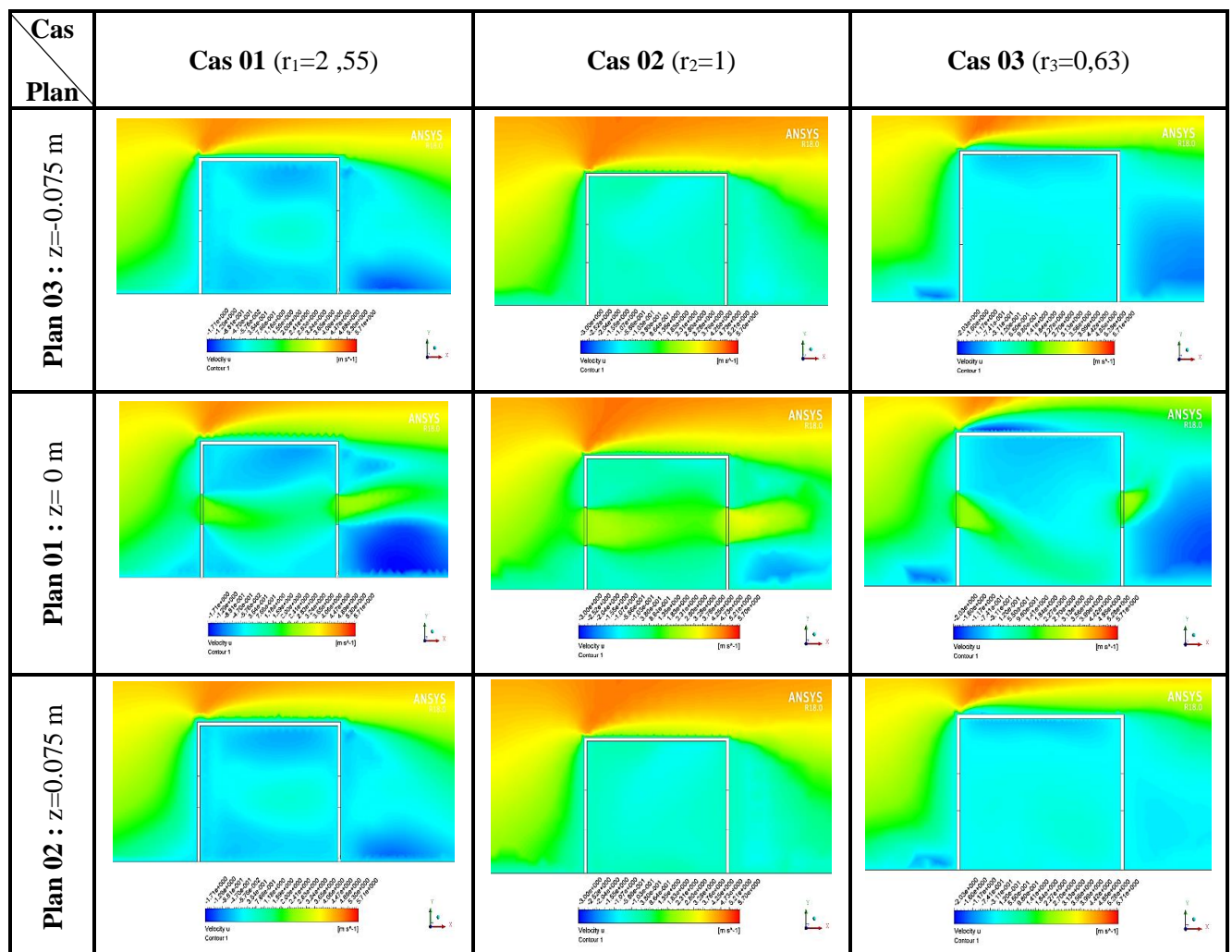
La grille de simulation est créée à l'aide d'ANSYS ICEM CFD et elle est illustrée à la Figure 4.2. La grille se compose d'une majorité de cellules tétra-hydrques avec des couches de prisme près des murs, afin d'avoir un  $y^+$  inférieur à 2, et une densité élevée près et à l'intérieur du bâtiment, Figure 4.2.



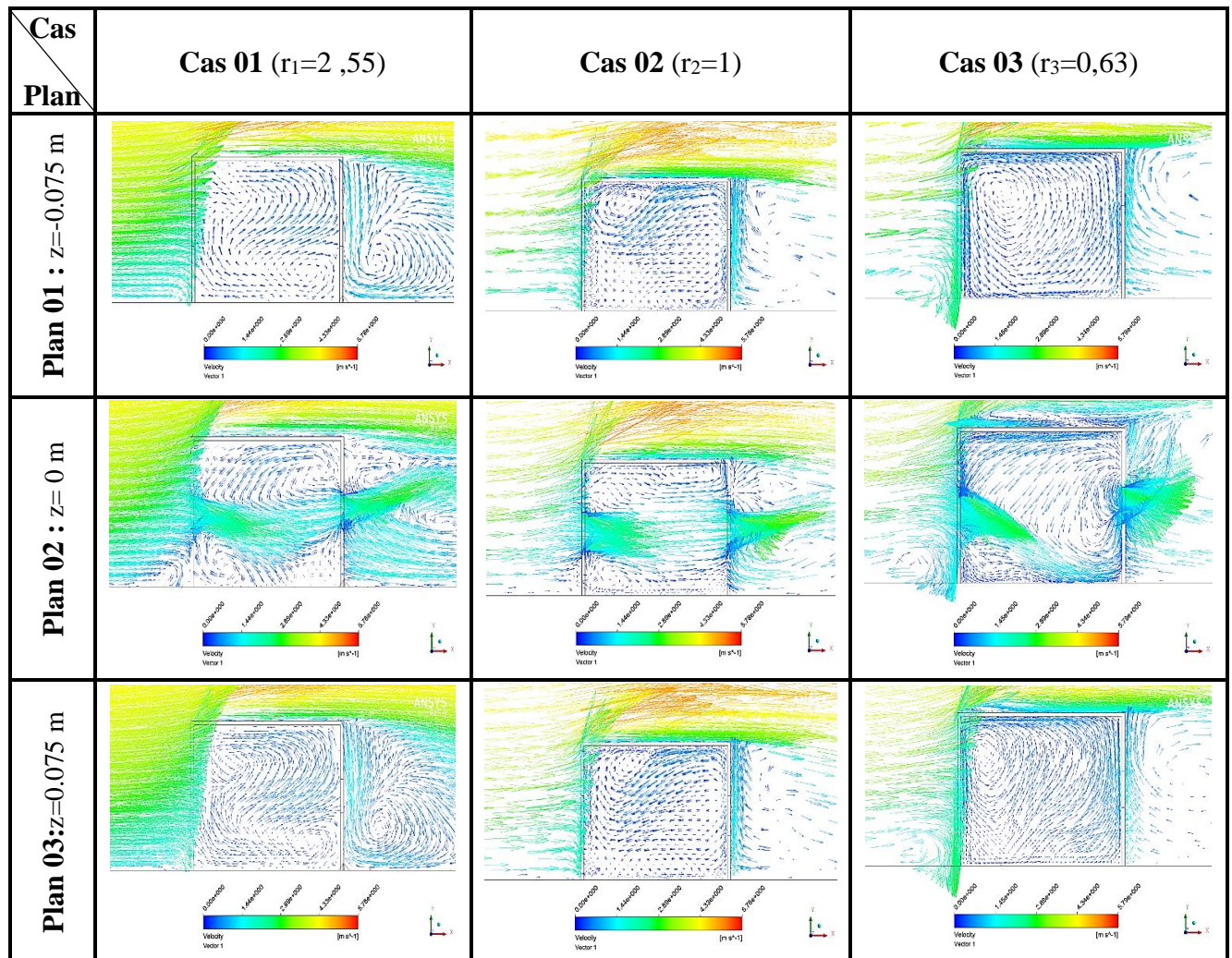
**Figure 4.2 :** Maillage de notre bâtiment; cas 01 : ( $w \times h = 92 \times 36$  avec  $r_1 = 2.55$ ), cas 02 : ( $w \times h = 46 \times 46$  avec  $r_2 = 1$ ) et cas 03 : ( $w \times h = 23 \times 36$  avec  $r_3 = 0.63$ ).

4.4 Résultats et discussion

Dans cette étude, nous avons fait une comparaison des résultats de vitesse et l'énergie cinétique turbulent dans différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ere</sup> cas: (w x h= 92x36 avec  $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>eme</sup> cas: (w x h= 46x46 avec  $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>eme</sup> cas: (w x h= 23x36 avec  $r_3 = 0.63$ ) au niveau trois plan vertical pour les contours et les vecteurs dans trois plans et les profils verticaux dans trois lignes différents. Les résultats des figures 4.3 et 4.4 indiquent que la quantité maximale d'air d'admission se produit à  $r = 0,63$  et la quantité minimale à  $r = 2,55$ . Généralement, l'augmentation du rapport largeur / hauteur réduit le flux volumique. Pour augmenter le taux de ventilation du bâtiment, des fenêtres rectangulaires sont utilisées plutôt que des fenêtres carrées. Pour  $0,75 < r < 1,15$ , le taux de ventilation devient très faible et la valeur la plus faible du taux de ventilation se produit à  $r = 1,0$ . La comparaison des résultats pour les fenêtres avec différents rapports (r) a indiqué que le plus grand impact du changement de paramètre de rapport (r) sur le taux de ventilation était d'environ 15%.



**Figure 4.3 :** Comparaison du contour de vitesse dans différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: (w x h= 92x36 avec  $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: (w x h= 46x46 avec  $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: (w x h= 23x36 avec  $r_3 = 0.63$ ) dans trois plan vertical.

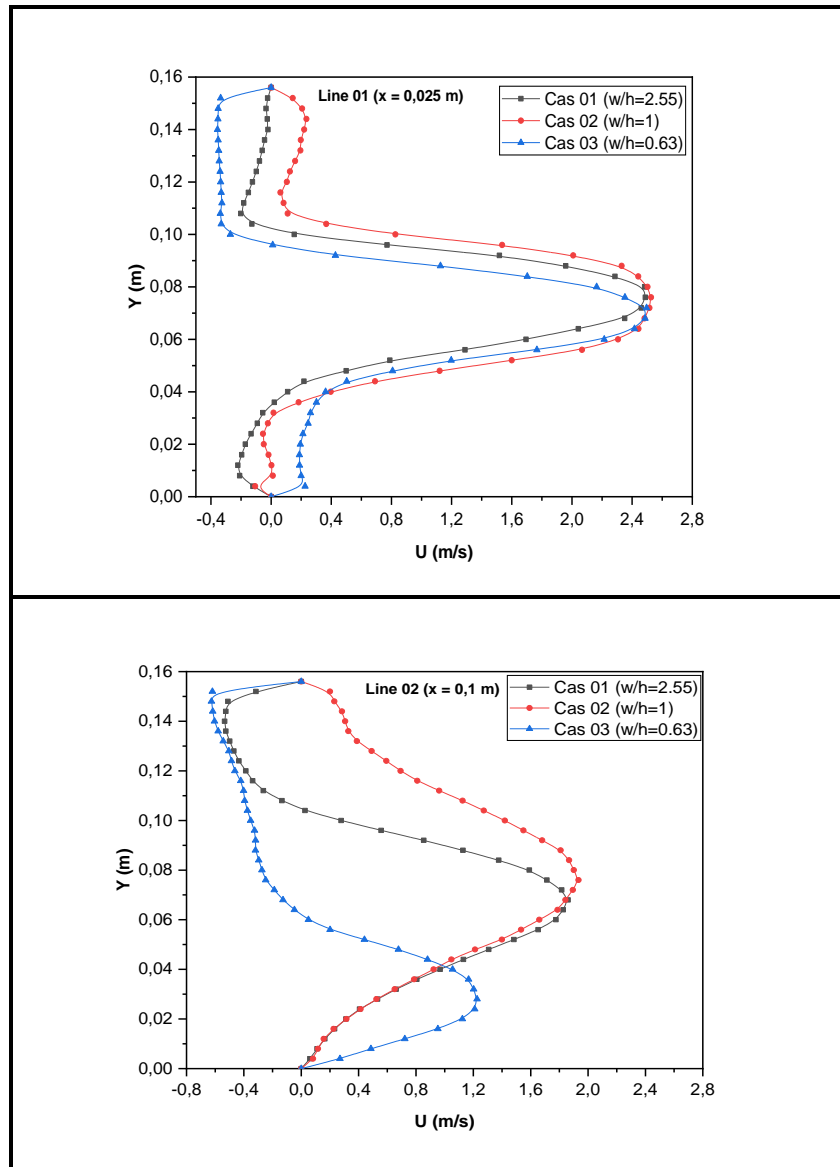


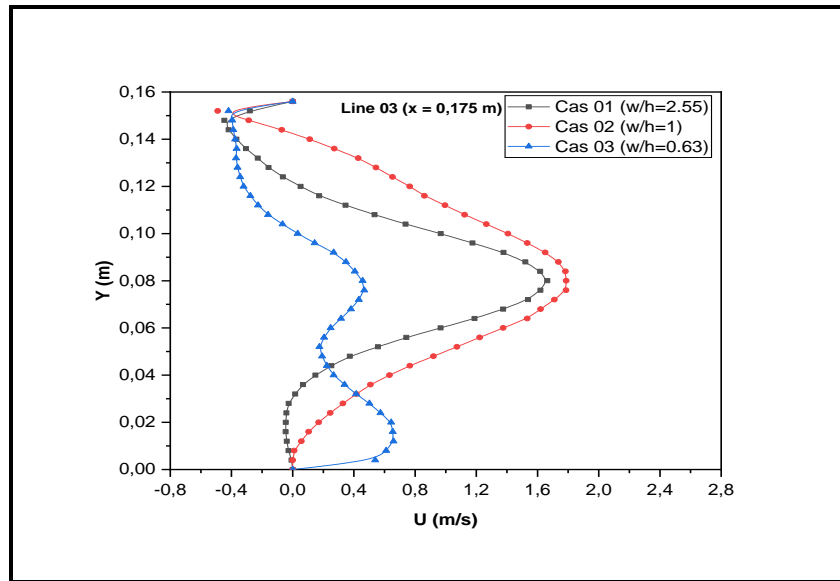
**Figure 4.4:** Comparaison les vecteurs de vitesse dans différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: (w x h= 92x36 avec  $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: (w x h= 46x46 avec  $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: (w x h= 23x36 avec  $r_3 = 0.63$ ) dans trois plan vertical.

Dans la figure 4.5, nous avons faire une comparaison les profils verticaux de vitesse U (m/s) des différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: ( $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: ( $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: ( $r_3 = 0.63$ ) dans trois lignes ; (a)  $x = 0.125$  m, (b)  $x = 0.1$  m et (c)  $x = 0.175$  m.

On observe dans la figure 4.6 que dans la zone située à l'avant de la fenêtre au vent ( $x < 0$ ), le rapport de vitesse du vent en continu est presque indépendant de rapport ( $r$ ). Dans cette région, la valeur de la vitesse du vent en continu a d'abord été réduite, mais elle a ensuite augmenté en raison des conditions changeantes de la section transversale de l'écoulement. À l'intérieur du bâtiment ( $0,04 < x < 0,2$ ), les changements de la vitesse du vent en continu étaient les mêmes pour différentes

valeurs de rapport ( $r$ ), et à l'arrière de la fenêtre au vent du bâtiment, en raison d'une augmentation soudaine de la coupe transversale du flux, la vitesse du vent en continu a fortement diminué. Au milieu du bâtiment ( $0,08 < x < 0,16$ ) en raison de l'absence de changement dans la section transversale du débit et d'un débit constant, la vitesse du vent en continu était presque constante pour une certaine valeur de rapport ( $r$ ). Près de la fenêtre à l'avant du mur sous le vent à l'intérieur du bâtiment ( $0,16 < x < 0,2$ ), la vitesse du vent dans le sens du courant a augmenté en raison de l'effet de fenêtre, et à l'arrière du mur sous le vent ( $x > 0,2$ ), il a été réduit.





**Figure 4.5:** Comparaison les profils verticaux de vitesse  $U$  (m/s) des différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: ( $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: ( $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: ( $r_3 = 0.63$ ) dans trois lignes ; (a)  $x = 0.125$  m, (b)  $x = 0.1$  m et (c)  $x = 0.175$  m.

Dans les deux figure 4.6 et 4.7, nous avons faire une comparaison les contours et les profils verticaux de l'énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ ) des différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: ( $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: ( $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: ( $r_3 = 0.63$ ) dans trois lignes ; (a)  $x = 0.125$  m, (b)  $x = 0.1$  m et (c)  $x = 0.175$  m. On observe que fournit une comparaison de l'énergie cinétique turbulente (TKE) le long de trois positions sur le plan central du bâtiment, cette comparaison montre une sous-estimation de TKE en particulier au-dessous et au-dessus de la région du jet (la région centrale), cela peut être dû à l'incapacité des modèles RANS tels que k- $\epsilon$  dans leur modélisation des caractéristiques d'écoulement transitoire sur le modèle d'écoulement résolu. Notez que dans la région du jet où les phénomènes de transition ne sont pas majoritaires et où le flux est caractérisé par une direction principale, les valeurs de l'énergie cinétique turbulente atteignent les mesures correspondantes et cela montre un bon accord, en particulier aux positions de la première ligne ( $x$  égal à 0,025, 0,1 et 0,175).

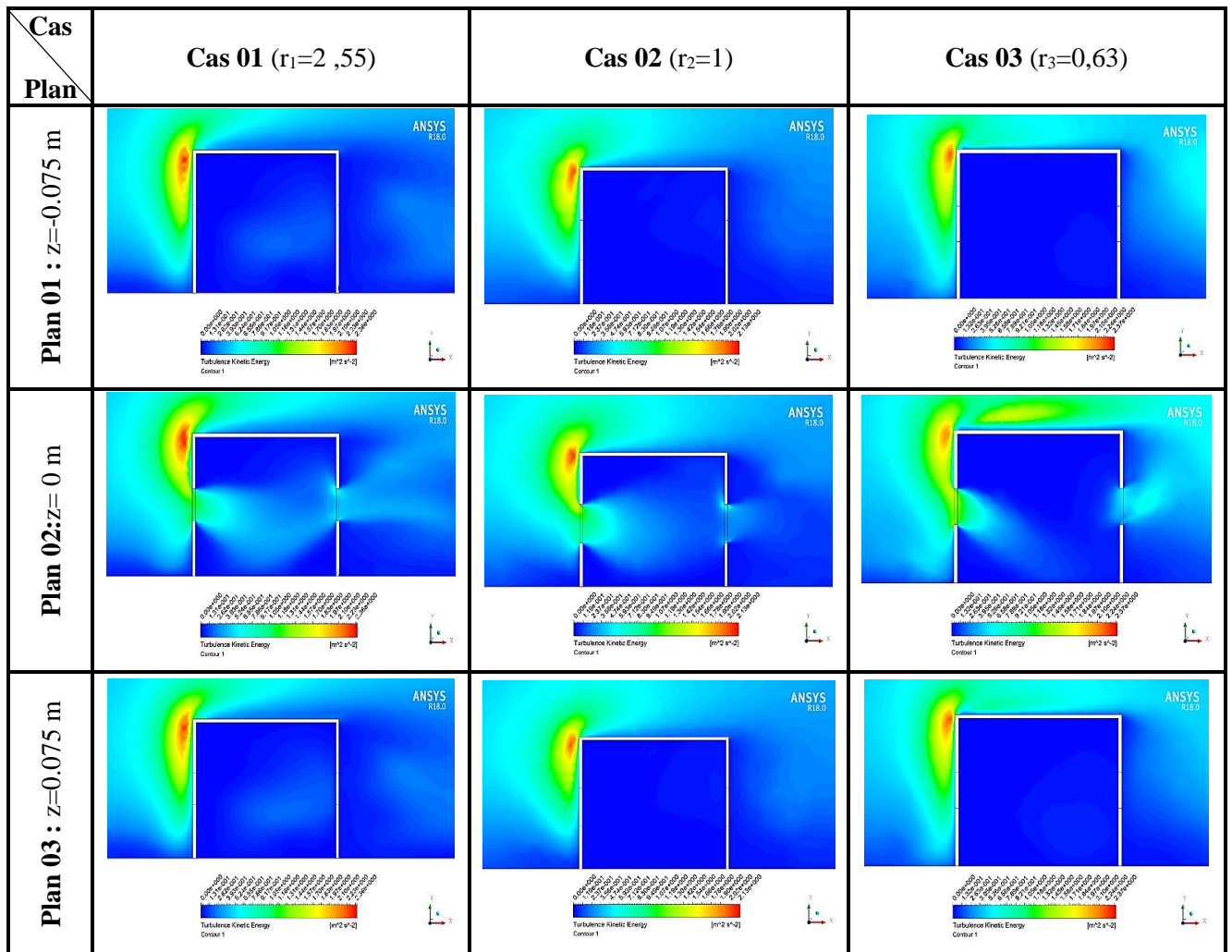
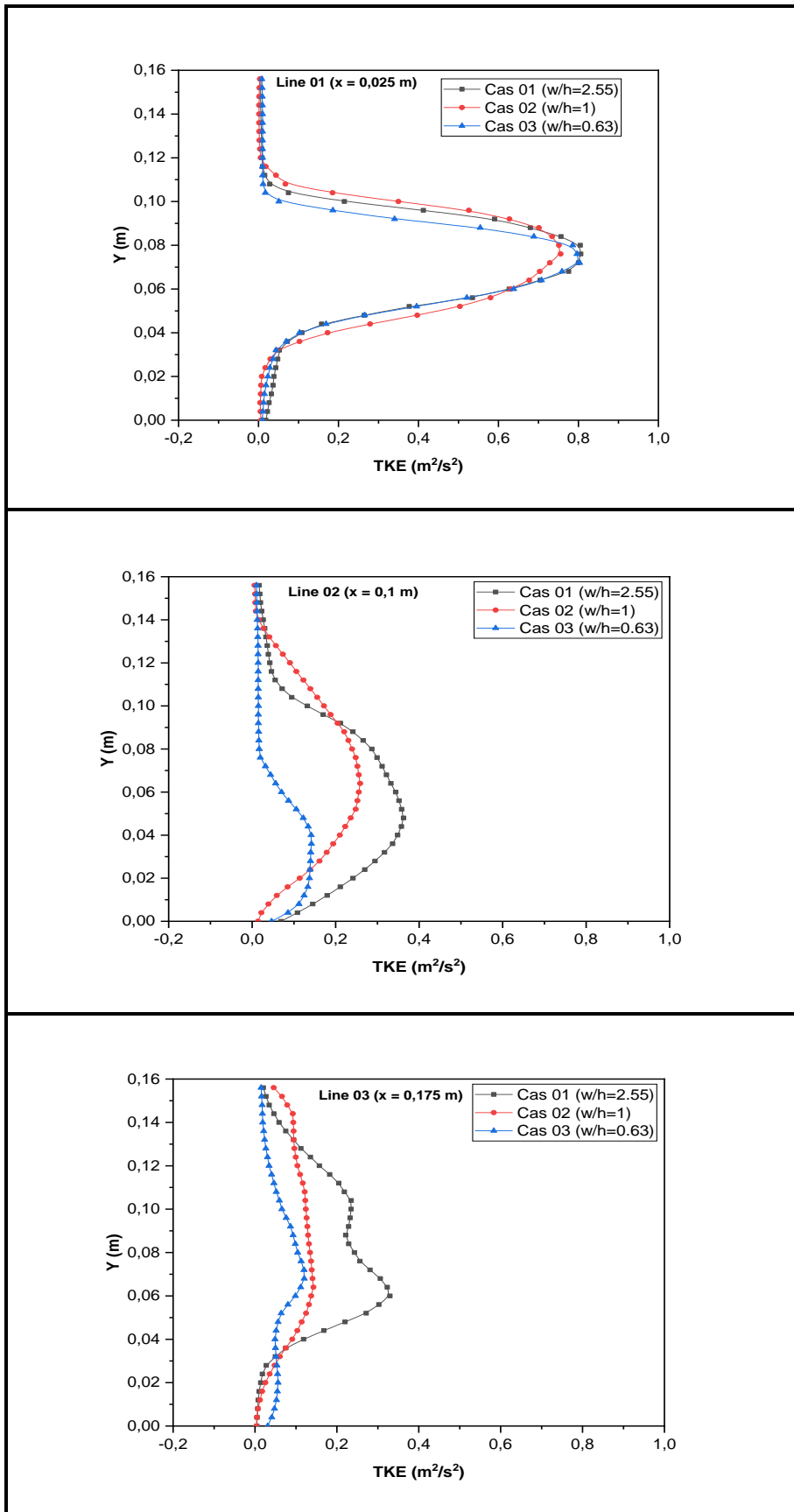


Figure 4.6: Comparaison du contour de l'énergie cinétique turbulente dans différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: ( $w \times h = 92 \times 36$  avec  $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: ( $w \times h = 46 \times 46$  avec  $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: ( $w \times h = 23 \times 36$  avec  $r_3 = 0.63$ ) dans trois plan vertical.



**Figure 4.7:** Comparaison les profils verticaux de l'énergie cinétique turbulent TKE ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) des différents rapports de dimension de fenêtre, le 1<sup>ère</sup> cas: ( $r_1 = 2.55$ ), le 2<sup>ème</sup> cas: ( $r_2 = 1$ ) et le 3<sup>ème</sup> cas: ( $r_3 = 0.63$ ) dans trois lignes ; (a)  $x = 0.125$  m, (b)  $x = 0.1$  m et (c)  $x = 0.175$  m.

*Conclusion*  
*Générale*

### Conclusion générale :

Les investigations ont été effectuées pour trois proportions d'aspect de fenêtre avec une zone d'ouverture égale. Les équations Navier – Stokes (RANS) à moyenne de Reynolds 3D stables ont été résolues par CFD pour déterminer les résultats.

Les résultats obtenus dans les différentes sections sont les suivants :

- Le changement des dimensions d'ouverture avec une porosité de paroi constante a indiqué que le débit volumique et le rapport de vitesse du vent en continu dépendent des dimensions de la fenêtre. Généralement, le flux volumique a été réduit en augmentant le rapport largeur / hauteur. De plus, l'utilisation d'une fenêtre rectangulaire plutôt que d'une fenêtre carrée a augmenté le débit volumique.

- L'étude de la variation de l'amplitude de la vitesse moyenne sans dimension de la zone a montré que le débit de sortie de la zone occupée pour les modèles avec des fenêtres carrées ou des modèles avec des fenêtres avec un rapport d'aspect inférieur à 1,0 est également affecté par la porosité. La variation maximale de la vitesse moyenne est de près de 50%.

Pour les recherches futures, les conditions non isothermes peuvent être discutées pour étudier l'influence de la force de flottabilité comme l'une des forces motrices sur la ventilation naturelle. De plus, l'effet des changements de dimension de la fenêtre pris en compte dans la zone de foule. De plus, l'effet des paramètres tels que la largeur, la hauteur et la longueur du bâtiment avec une direction du vent différente doit être étudié.

### Références bibliographiques

- [1] Redwan Mounajed, La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments, Application à l'étude de la ventilation, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées (1989).
- [2] Yi Jianga, Donald Alexanderb, Huw Jenkinsb, Rob Arthurb, Qingyan Chen, Natural ventilation in buildings: measurement in a wind tunnel and numerical simulation with large-eddy simulation, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. Volume 91 (2003) pp. 331–353.
- [3] Tomohiro Kobayashi, Kazunobu Sagara, Toshio Yamanaka, Hisashi Kotani et Mats Sandberg, Prediction of Cross-Ventilation Rate through Large Openings- Problems of Conventional Method, 2 University of Gävle, Gävle, Sweden, (2004).
- [4] Robert N. Meroney. CFD Prediction of Airflow in Buildings for Natural Ventilation. *Energy and Buildings*, université Colorado, (2009).
- [5] Karava Panagiota et les autres, Air flow assessment in cross-ventilated buildings with operable façade elements, *Building and Environment*. Volume 46 (2011) 266-279.
- [6] Chia-Ren Chu et Yu-Wen Wang, The loss factors of building openings for wind-driven ventilation, université Taiwan, (2010).
- [7] Chia-Ren Chu et Bo-Fan Chiang, Chu C-R, Chiang B-F, Wind-Driven Cross Ventilation in Long Buildings, *Building and Environment* (2014).
- [8] Shahram Derakhshan & Ahmad Shaker, Numerical study of the cross-ventilation of an isolated building with different opening aspect ratios and locations for various wind directions, *International Journal of Ventilation*. (2016).
- [9] Sahebbilal et Larab Nasreddine, Etude et simulation de ventilation d'un local, mémoire de Master, Université de Bouira (2018).