الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République **A**lgérienne **D**émocratique et **P**opulaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'**E**nseignement **S**upérieur et de la **R**echerche **S**cientifique
جامعة الدكتور يحي فارس بالمدية
Université Dr. Yahia Farès de Médéa
كلية العلوم و التكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie

Mémoire pour l'obtention du diplôme de Magister
Spécialité : **Génie Mécanique**
Option : **Energétique Numérique**

THEME

ANALYSE DE L'ECOULEMENT TURBULENT LORS D'UN INCENDIE DANS UN LOCAL PAR LA SIMULATION DES GRANDES ECHELLES

Présenté par : **Mr. TAGUEMOUNT HATEM**

Soutenance le 22 Juin 2011 devant le jury composé de :

Pr. S. HANNINI	Professeur, UYF, MEDEA	Président
Dr. A. KORICHI	Maitre de Conférences, UYF, MEDEA	Examinateur
Dr. M. ANNOUN	Maitre de Conférences, UYF, MEDEA	Examinateur
Dr. A. ABDELLAH EL-HADJ	Maitre de Conférences, UYF, MEDEA	Directeur de Mémoire
Dr.A. BOUAM	Maitre de Recherche, CRNB	Invité

2011

DEDICACES

A mes Parents

A ma chère Femme

A mes adorables Filles

Mayassa et Lylia

A mon Frère et à mes Sœurs

A mes beaux Parents

A toute ma famille

A mes amis

Je dédie ce travail.

REMERCIEMENTS

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer, en premier lieu, tous mes plus vifs remerciements à Monsieur HANNINI SALAH, Professeur à l'Université Yahia Fares de MEDEA, qui m'a fait un grand honneur de présider le jury pour examiner ce mémoire.

J'exprime toute ma gratitude à Messieurs M. ANNOUN, Maitre de Conférences et A. KORICHI, Maitre de Conférences, de l'Université Yahia Fares de MEDEA, ainsi que Monsieur A.BOUAM, Maitre de recherches au CRNB, de m'avoir fait un grand honneur d'être membres du jury pour examiner ce mémoire.

Mes plus vifs remerciements vont aussi à Monsieur A. ABDALLAH EL-HADJ, Maitre de Conférences, de l'Université Yahia Fares de MEDEA, pour avoir accepté de diriger cette thèse, pour toutes ses orientations et conseils mais aussi et surtout pour ses qualités humaines et scientifiques toujours en toute modestie, sa passion du métier et la confiance qu'il a bien voulu m'accorder tout au long de ce travail.

Je tiens à remercier tous les enseignants qui ont assuré l'encadrement de la post-graduation sans oublier aussi tous les responsables et administratifs de l'Université Yahia Fares de Médéa pour leur disponibilité et abnégation durant toute la période de post-graduation.

Ma gratitude va également à notre Direction du Centre de Recherche Nucléaire de Birine représentée par son Directeur Général Monsieur A. Kerris, son Secrétaire Général A. Benaazza, Le Directeur de la Division D.T.N, M. Semine et le chef de département Engineering, K.Attari, de m'avoir autorisé à poursuivre mes études et des services qui m'ont été assurés.

Je remercie infiniment A.Bourenan, D.Khelfi, B. Mohammedi et A.Ghadbane pour leur encouragement et de leur soutien tout au long de ce travail.

Sans oublier de remercier tous mes collègues de travail et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à achever ce mémoire.

RESUME

La phénoménologie des écoulements est un enjeu fondamental pour la compréhension globale du scénario d'incendie en milieu confiné et ventilé. La dynamique des fluides numérique (CFD) a été développée et employée pour la modélisation des feux d'incendie dans la construction du bâtiment afin de résoudre et de prédire les problèmes liés à la sureté. Dans notre simulation, on a utilisé le modèle de turbulence L.E.S, qui repose sur une approche mixte de résolution et de modélisation des équations de Navier Stocks. Après avoir discrétiser notre domaine de calcul et appliquer les conditions se rapprochant du cas réel, on a appliqué notre simulation pour une durée physique de 20 min, les résultats ainsi obtenus ont été comparés avec ceux disponibles dans la littérature montrant une bonne concordance et nous a permis de mettre en évidence des phénomènes de propagation d'énergie et de matière par le biais de la convection mixte.

MOTS CLES

Incendie en milieu confiné, turbulence, visualisation numérique, CFD, Fluent, LES.

ABSTRACT

Phenomenology of flow is a fundamental issue for understanding the overall scenario of fire in confined and ventilated. Fluid Dynamics (CFD) was developed and used for modeling lights a fire in the building construction to solve and predict problems related to safety. In our simulation, we used the LES turbulence model, based on a mixed approach to resolution and modeling of the Navier Stocks. After we discretize the computational domain and apply the conditions approximating the real case, we have applied our simulation for a period of 20 minutes physical, the results obtained were compared with those available in the literature showing good agreement and we helped to highlight the phenomena of propagation of energy and matter through the mixed convection.

الملخص

ظواهر التدفق قضية أساسية لفهم السيناريو العام لإطلاق النار في حيز محصور ومعرض للتهوية. وقد وضعت ديناميكيات الموائع (CFD) واستخدامها لنمذجة الحرائق في تشييد المباني و في حل المسائل ذات الصلة بالتنبؤ و الأمان.
في هذه المحاكاة، استخدمنا نموذج محاكاة الدوامة الكبيرة، على أساس نهج مختلطة حل ومحاكاة معادلات نافيير ستوكس. وبعد تقسيم المجال الحسابي وتطبيق شروط تقارب حالة الحقيقة، طبقنا المحاكاة لمدة 20 دقيقة، مقارنة النتائج المتحصل عليها مع تلك المتاحة في المراجع يظهر اتفاق جيد و ساعد في تسليط الضوء على ظاهرة انتشار الطاقة والمواد من خلال الحمل الحراري المختلط.

Sommaire

Introduction générale

Chapitre-I : Etude phénoménologique de l'incendie

I.1- Propagation du feu ……..p 03

I.2- Modélisation des phénomènes

I.2.1- Principe ……p 04
I.2.2- Estimation du taux d'énergie dégagée……p 05
I.2.3- Estimation à partir de tests expérimentaux ……p 06
I.2.4. Evolution temporelle du taux d'énergie……...p 07
I.2.5- Panache thermique et hauteur de flamme……...p 08
I.2.6- Couche d'air chaud sous le plafond……p 12
I.2.7- Flashover……...p 14
I.2.8- Détection et suppression des incendies……p 15

I.3- Modèles à zones

I.3.1- Principe ……p 16
I.3.2- Différentes approches ……..p 17

Chapitre-II : Modélisation d'un incendie en milieu confiné

II.1- Principe……...p 26

II.2- Etapes de la modélisation……..p 27

*II.2.1- Géométrie et maillage……...*p 27

II.2.2- Sélection des modèles physiques……p 29

II.2.2.1- Calcul de la densité de l'air……...p 29

II.2.2.2- Modèles de turbulence……...p 30

a- Approche spectrale……....p 31
b- Direct Numerical Simulation (D.N.S).....p 31
c- Modèles moyennés de Reynolds……p 32
d- Approche par viscosité turbulente……....p 32
e- Autres types d'approches……..p 36

II.2.2.3- Large Eddy Simulation (L.E.S.).....p 37

a- Filtrage LES……p 37
b- Modélisation des flux de sous-maille……..p 38
c- Modélisation du tenseur de Reynolds de sous-maille……p 39
d- Modélisation du flux diffusif de sous-maille……..p 41
e- Modélisation du flux de chaleur de sous-maille……p 41

II.2.2.4- Modèles mixtes……...p 42

II.2.3- Modèles de combustion.....p 42

II.2.3.1- Modèle de source volumique de chaleur.....p 42

II.2.3.2- Modèles de combustion rapide.....p 43

II.2.3.3- Modèles de combustion limitée par la cinétique chimique.....p 44

II.2.3.3- Modèles de pyrolyse.....p 44

II.2.4- Modèles de transfert radiatif.....p 44

II.2.4.1- Méthode de perte de chaleur.....p 45

II.2.4.2- Méthode par résolution de l'équation de transfert radiatif.....p 45

II.2.4.3- Modèles de Monte Carlo.....p 47

II.2.4.4- Avantages et limitations des différents modèles.....p 48

II.2.5- Modèles de transport des fumées.....p 48

II.2.5.1- Toxicité.....p 49

II.2.5.2- Visibilité.....p 49

II.3- Conditions aux limites.....p 50

II.4- Méthodes numériques.....p 50

II.5- Traitement des résultats.....p 51

II.6- Principaux outils existants.....p 52

II.7- Sources d'erreur dans des simulations de CFD.....p 52

Chapitre-III : Simulation numérique d'un incendie

III.1- Présentation du code de calcul FLUENT.....p 54

III.2- Cas de référence : description du modèle.....p 54

III.3- Construction du modèle par Gambit.....p 56

III.4- Conditions aux limites.....p 56

a- Condition de sortie d'air.....p 59

b- Condition d'entrée libre d'air.....p 59

c- Caractéristiques thermomécanique du mûr.....p 60

d- Condition source de chaleur.....p 60

III.5- Considérations prés des parois.....p 60

III.6- Discrétisation.....p 62

III.6.1- Principe de discrétisation en maillage structuré.....p 63

III.6.2- Schémas de convection.....p 65

III.6.3- Schémas temporels.....p 65

III.7- Contraintes numériques liées à la L.E.S.....p 66

III.8- Calcul parallèle.....p 67

III.9- Implémentation du modèle et exécution de la solution……p 69
III.10- Algorithme de résolution……...……p 72

Chapitre-IV : Résultats et interprétations

Partie thermique ……...……p 75
Analyse des contours de Températures……p 80
Influence de la température de la source sur les murs de la pièce……p 83
Partie dynamique ……..p 83
Le panache thermique ……..p 87

Conclusion générale……...p 91
Références bibliographique……...…..p 94
Annexes……p 97

Liste des figures :

Fig. (I-1)	*Triangle du feu.*	*p 3*
Fig. (I-2)	*Augmentation de la puissance du feu au fonction de l'humidité.*	*p 5*
Fig. (I-3)	*Phases d'un incendie au cours du temps.*	*p 7*
Fig. (I-4)	*Panache en forme de cône au-dessus de la source.*	*p 9*
Fig. (I-5)	*Schéma d'un panache*	p 11
Fig. (I-6)	*Développement d'une couche d'air chaud sous le plafond.*	*p 12*
Fig. (I-7)	*Flamme et panache dans un tunnel.*	*p 14*
Fig. (I-8)	*Interaction du panache enflammé et du plafond.*	*p 15*
Fig. (I-9)	*Modèle à deux zones (incendie dans une pièce ventilée).*	*p 17*
Fig.(I-10)	*Panaches en profils plat et Gaussien*	*p 20*
Fig.(I-11)	*Corrélations pour les vitesses du jet sous le plafond.*	*p 21*
Fig.(I-12)	*Corrélations pour les températures du jet sous le plafond.*	*p 21*
Fig.(I-13)	*Modèle à plusieurs zones (couches) horizontales.*	*p 23*
Fig.(II-1)	*Illustration d'un modèle CFD.*	*p 27*
Fig.(II-2)	*Maillages 2D.*	*p 28*
Fig.(II-3)	*Spectre d'énergie cinétique turbulente et spectre de résolution des modèles de calcul.*	*p 30*
Fig.(II-4)	*Transfert de chaleur radiatif.*	*p 45*
Fig.(III-1)	*Représentation schématique du domaine physique.*	*p 55*
Fig.(III-2)	*Découpage en bloques de la géométrie considérée.*	*p 57*
Fig.(III.4)	*Raffinement du maillage prés de la source de chaleur.*	*p 58*
Fig.(III-5)	*Présentation des conditions aux limites.*	*p 59*
Fig.(III-6)	*Subdivision de la couche prés de la paroi.*	*p 62*
Fig.(III-7)	*Description de la discrétisation décalée.*	*p 64*
Fig.(III-8)	*Description des volumes de contrôle en 2D.*	*p 65*
Fig.(III-9)	*Architecture du calcul parallèle en Fluent.*	*p 67*
Fig.(III-10)	*Huit partitions de fluent adopté pour notre cas de figure.*	*p 68*
Fig.(III-11)	*Visualisation des performances des 8 processeurs en parallèle.*	*p 69*
Fig.(IV-1)	*Schématisation des différents points de mesure*	*p 73*
Fig.(IV-2)	*Axes de références dans le domaine de calcul*	*P 74*
Fig.(IV-3)	*Température en fonction de z le long du mur* SUD.	*P 75*
Fig.(IV-4)	température en fonction de z suivant les axes de références	*P 75*
Fig.(IV-5)	Evolution temporelle de la température selon le premier point.	*p 77*
Fig.(IV-6)	Evolution temporelle de la température selon le deuxième point.	*p 77*
Fig.(IV-7)	Evolution temporelle de la température selon le troisième point.	*p 77*
Fig.(IV-8)	Evolution de Température du rack Est.	*p 79*
Fig.(IV-9)	Evolution de Température du rack Ouest.	*p 79*
Fig.(IV-10)	Erreurs relatives de l'évolution temporelle de la température	*P 80*
Fig.(IV-11)	Erreurs relatives de l'évolution de température le long du rack Est	*P 80*
Fig.(IV-12)	Effet de la convection mixte sur la forme du panache.	*p 82*
Fig.(IV-13)	Contour des températures.	*p 82*
Fig.(IV-14)	Températures selon le plan perpendiculaire à la source de chaleur	*p 83*
Fig.(IV-15)	Températures suivant le plan perpendiculaire à la source	*p 84*
Fig.(IV-16)	Profil des températures selon deux plans perpendiculaires.	*p 84*
Fig.(IV-17)	Contour des températures sur le plancher et le mur sud.	*p 85*
Fig.(IV-18)	Profils de température et vecteurs de vitesse selon deux plans	*p 87*
Fig.(IV-19)	Résultante du vecteur vitesse selon le plan Z prés du plancher.	*p 88*
Fig.(IV-20)	Nombre de Reynolds.	p 89
Fig.(IV-21)	Contour des Y^+ pour la simulation K-ω.	*p 89*
Fig.(IV-22)	Valeurs du CFL pour le maillage grocier.	*p 90*
Fig.(IV-23)	Valeurs du CFL pour le maillage fin (simulation LES).	*p 91*
Fig.(IV-24)	Visualisation de la progression du panache thermique.	*p 92*
Fig.(IV- 25)	visualisation de la progression du panache thermique (suite).	*p 93*

Nomenclature et liste des symboles

Une lettre peut avoir plusieurs significations. Toutefois le contexte n'autorisera aucune confusion.

Variable	Désignation	Unité
$\boldsymbol{a}$	coefficient d'absorption	
$\boldsymbol{C_1}$	Constante d'intégration	
$\boldsymbol{C_s}$	Constante de Smagorinsky	
$\boldsymbol{C_v}$	Constante de l'équation k- ε	
$\boldsymbol{C_\mu}$	Constantes du modèle de fermeture à une équation	
$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ $C_{3\varepsilon}$	Constantes du modèle de fermeture à deux équations	
$f\,(..)$	fonction générale	
f_μ, f_λ	fonctions d'amortissement	
f	fréquence	[Hz]
$\boldsymbol{Fr}$	Nombre de Froude	
G_k	production d'énergie turbulente par l'écoulement moyen	
G_b	production d'énergie turbulente par l'écoulement fluctuant	
H	distance entre la source incendie et le plafond	[m]
ΔH_c	chaleur de combustion complète	[kJ/kg]
J	nombre de degrés de libertés en pression	
$\boldsymbol{k}$	conductivité thermique	
$\boldsymbol{k_r}$	conductivité radiative	
$\boldsymbol{l,lq}$	grandeur caractéristique de l'écoulement	
$\boldsymbol{l_m}$	longueur de mélange	
$\boldsymbol{\dot{m}}$	Débit massique.	[kg/s]
n	indice de réfraction	
$\vec{n}$	la normale aux faces des volumes de contrôle	
N	nombre de degrés de liberté pour chaque composante de vitesse	

N_w	paramètre de passage de conduction au rayonnement	
p	Pression.	[bar]
P	Puissance.	[W]
$\boldsymbol{Pr}$	Nombre de Prandtl	
$\boldsymbol{Pr_t}$	Nombre de Prandtl turbulent	
Q	Flux de chaleur.	[J]
$\dot{Q}_{loss}$	Pertes de chaleur radiatives et convectives	[KW]
$\boldsymbol{Re}$	Nombre de Reynolds	
$\boldsymbol{Ri}$	Nombre de Richardson	
$\boldsymbol{S_\phi}$, $\boldsymbol{S_k}$	Terme source	
$\boldsymbol{S_{ij}}$	Tenseur des déformations	
$\boldsymbol{Sc}$	Nombre de Schmidt	
T	Température absolue.	[K]
$\boldsymbol{T_w}$	température du mur	
$\boldsymbol{T_g}$	température du gaz prés du mur	
$\boldsymbol{y^+}$	distance de la paroi normalisée	
Z_0	origine virtuelle de la hauteur de la flamme	[m]

Variables grec

α	facteur de sous relaxation	
$\boldsymbol{\alpha_f}$	diffusion dans le fluide	[m^2/s]
$\boldsymbol{\alpha_s}$	diffusion dans le solide	[m^2/s]
$\boldsymbol{\alpha_t}$	diffusivité turbulente de chaleur	[m^2/s]
β	exposant d'Arrhenius pour la température	
∂_i	dérivée partielle en espace	
∂_t	dérivée partielle en temps	
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	pas du maillage dans les trois directions de l'espace	[m]

Δ	taille du filtre LES	[m]
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m^2/s^3]
θ	angles entre les côtés de la cellule du maillage	[deg]
κ	Constante de Von Karman	
λ_t	conductibilité thermique en sous-maille	
μ	viscosité dynamique	[kg/m.s]
μ_t	viscosité dynamique turbulente	[kg/m.s]
ν	viscosité cinématique	[m^2/s]
ν_t	viscosité cinématique turbulente	[m^2/s]
σ_ε	nombres de Prandtl turbulents associés à ε	
σ_k	nombres de Prandtl turbulents associés à *k*	
τ_ω	contrainte de cisaillement le long de la paroi	[Pa]
τ_{ij}	tenseur des contraintes visqueuses	[Pa]
ϕ	flux entrant dans un volume de contrôle	[m^3/s]
χ	taux d'efficacité de la réaction de combustion	
ψ	coefficient de glissement	

Abréviation

CFD	Computational fluid dynamics
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy Courant-Friedrichs-Lewy
D.E.S	Detached Eddy Simulation
DNS	Direct Numerical Simulation
FDS	Fire Dynamics Simulator
HRR	Heat Release Rate
IEA	International Energy Agency
LES	Large Eddy Simulation
LLNL	Lawrence Livermore National Laboratory
N-S	Navier-Stokes
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SGE	Simulation aux grandes échelles
SGS	Sub-Grid Scale
V.L.E.S	Very Large Eddy Simulation
WALE	Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity

Introduction générale

Le feu est un phénomène connu depuis des centaines de milliers d'années et si l'homme semble en maîtriser l'usage, il lui arrive aussi de ne pas réussir à le contrôler. Et malgré de très nombreuses études, le fonctionnement physico-chimique du feu n'est pas complètement élucidé. Cette complexité se retrouve alors tout naturellement dans les simulations de propagation d'incendie et, inversement, celles-ci ont permis de mieux comprendre certains phénomènes. Mais ces expériences ont aussi montré la grande sensibilité du feu aux conditions initiales et extérieures. Ainsi, avant de se concentrer sur les simulations en milieux confinés, il est indispensable de connaître les modes de fonctionnement de sa propagation. Les modèles de zone et de champ sont les outils mathématiques principaux pour étudier les feux de bâtiment [1].

Du plan de vue dynamique, les modèles retenus se basent sur les écoulements turbulents et les équations différentielles de Navier-Stokes. La résolution complète de celles-ci n'est pour l'heure pas envisageable (DNS), les tentatives de simplification n'ayant pu aboutir à une utilisation avec des temps de calcul raisonnables. Pour obtenir des résultats exploitables, chaque simulation est aussi contrainte par la situation, un incendie dans une pièce ne se développant pas de la même manière que dans un tunnel. Concernant le coté transfert de chaleur et propagation du panache, l'approche est encore plus délicate puisque de nombreuses données sont peu ou pas connues avant prise de feu (géométrie complète des lieux, quantité des matériaux combustibles, présence, taille des ouvertures, etc.). Enfin, les phénomènes à considérer sont nombreux et souvent complexes.

Du point de vue sureté et sécurité, l’historique et les statistiques d’incendie dans les immeubles et les édifices sont alarmants, les graves conséquences d’incendie devraient justifier la motivation de prédire un scénario d’incendie dans une salle (pièce) confinée. Pour diminuer les pertes humaines et matérielles, il est indispensable de maîtriser (de simuler) le comportement et la propagation d’un feu suite à un accident dans un espace fermé. les incendies sont devenus de plus en plus un facteur important à considérer lors de l’architecture la construction des nouveaux édifices pour éviter les graves conséquences qui peuvent être

occurrents suite a un accident d'incendie, principalement en zone urbaine. En conséquence, la sécurité dans les immeubles devient une question importante.

Afin de mieux cerner le risque inhérent aux incendies en milieu confiné, une étude numérique de l'incendie dans une pièce ventilée est proposée en plusieurs approches relatif à la turbulence afin d'identifier les effets causés.

L'objectif principal de ce mémoire est de simuler les différents aspects thermiques et dynamiques qui modélisent la région gazeuse pour un incendie dans pièce confinée et ventilée.

l'application de la dynamique des fluides informatique (CFD) est indéniable pour être l'outil essentiel et fondamental en résolvant différents problèmes de technologie de feu montrant des phénomènes physiques complexes, particulièrement pour les circonstances ou l'expérimentation s'avère onéreuse ou difficile.

Ce mémoire est organisé en 4 chapitres de la façon suivante (selon l'objectif visé) :

Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique et une revue sur les travaux effectués auparavant par plusieurs auteurs à l'égard du problème. On a définis le problème avec ces différentes spécifications. Une présentation et une analyse des phénomènes observés sont ensuite détaillées. Cette analyse porte sur les phénomènes rencontrés lors des différentes phases possibles de développement des incendies en milieu confiné. Cette partie aborde notamment les aspects de propagation et les phénomènes inhérents aux systèmes ventilés.

Dans le second chapitre, une synthèse sur les modèles à champs ou CFD comme moyen de résolution du problème est présenté suivi par une évaluation des modèles de turbulence pour la simulation d'un modèle d'incendie. On présente également divers outils théoriques et concepts fondamentaux qui sont employés dans l'étude et l'analyse des écoulements turbulents.

Le troisième chapitre est consacré à la formulation mathématique du problème énoncé auquel il est soumis aux conditions aux limites et toutes les hypothèses simplificatrices liées au modèle ainsi que la modélisation et la simulation de l'incendie dans une salle de test ventilées pour les mêmes conditions dimensionnelles et thermique utilisés expérimentalement dans une salle de test ventilée (LLNL Experimental Test).[2]

Le quatrième chapitre est destiné à l'interprétation des résultats obtenus. Globalement ce chapitre vient conclure notre étude et lui ouvrir de nouvelles perspectives.

Enfin le mémoire finit avec une conclusion.

Chapitre I

Etude phénoménologique de l'incendie

La combustion est un phénomène physico-chimique basé sur la réaction d'un combustible avec un comburant, généralement l'oxygène (présent à 21% dans l'air). Pour que la réaction ait lieu, il faut qu'une certaine quantité d'énergie, appelée énergie d'activation, soit apportée. De plus, les concentrations de comburant et de combustible doivent être comprises entre les limites inférieure et supérieure d'inflammabilité. Ce principe est représenté par le triangle du feu comme indique la Fig. (I-1).[3]

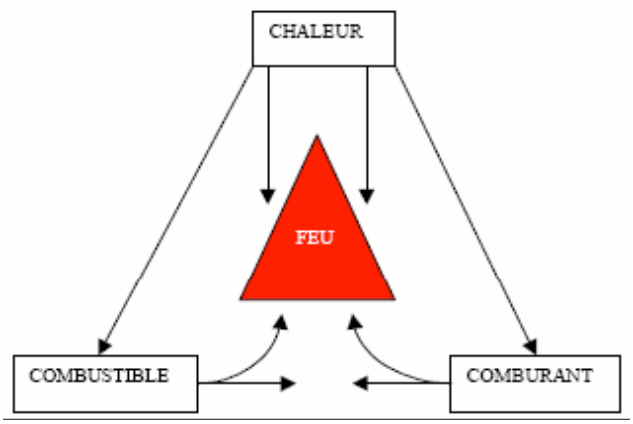


Fig. (I-1) : *Triangle du feu.*

I.1- Propagation du feu :

Le feu est caractérisé par le taux d'énergie dégagé (HRR), c'est à dire que le feu induit un dégagement de chaleur. L'énergie peut se propager selon quatre modes :

- Rayonnement, émission d'ondes électromagnétiques. C'est le phénomène prédominant dès lors que la température dépasse 400 °C.
- Convection, transport de l'énergie par les mouvements de fluides. La turbulence peut être décrite par les équations de Navier-Stockes.
- Conduction, transfert de chaleur par les solides (plafond, murs, etc.)
- Brandons, petites flammes qui se dégagent du foyer.

La consommation d'oxygène et la création de chaleur engendrent d'autres phénomènes dont un écoulement au dessus du foyer : le panache. Par la force d'Archimède, les gaz chauds s'élèvent et il se forme un mouvement d'air qui alimente le feu en air frais.

En milieu intérieur, deux autres phénomènes, que craignent souvent les forces d'intervention, peuvent se produire : l'embrasement total d'une pièce ventilée (*flashover*) et l'explosion suite à un retour de flamme (*backdraft*). Cela se produit dans des conditions spécifiques où un grand nombre de caractéristiques entrent en compte.

I.2- Modélisation des phénomènes

Il existe un certain nombre de modèles qui permettent d'évaluer les conséquences des incendies en milieu confiné. Le choix du modèle dépend alors du niveau de précision souhaité dans l'évaluation et également des moyens et du temps disponibles pour réaliser les calculs de simulation.

I.2.1- Principe

Ces modèles reposent sur des équations algébriques ou des approches analytiques simples qui résultent souvent de corrélations établies à partir de données expérimentales. Ces modèles furent généralement conçus pour un usage spécifique comme par exemple l'estimation de la montée en puissance d'un incendie ou de la température de la couche chaude dans la pièce où a lieu l'incendie.

Ces modèles peuvent être utilisés seuls ou bien être incorporés à des modèles plus complexes tels que ceux décrits après, c'est-à-dire les modèles à zone et les modèles de champs communément appelés CFD.

Par exemple, des modèles empiriques décrivant l'évolution de la chaleur dégagée par l'incendie au cours du temps peuvent être employés dans un modèle CFD pour prescrire le comportement de l'incendie. Le modèle CFD prédit alors les températures, vitesses et concentrations en fumées dans le reste de la pièce et du bâtiment, [4].

Sont présentés tout d'abord les modèles relatifs aux phénomènes se produisant pendant la phase de croissance d'un incendie : les modèles décrivant le taux de dégagement de la chaleur, la propagation des flammes, la pyrolyse des combustibles, le panache thermique et la couche chaude. Enfin, des modèles regardant plus spécifiquement les moyens de détection et suppression des incendies sont présentés.

I.2.2- Estimation du taux d'énergie dégagée

Pour pouvoir déterminer le comportement d'un incendie afin d'évaluer si les occupants auront le temps de se sauver et si la structure résistera suffisamment longtemps, il s'agit en premier lieu d'estimer l'énergie ou la chaleur dégagée par l'incendie. Celle-ci , permet ensuite de déterminer des grandeurs telles que la hauteur de flamme, la position de l'interface air chaud - air froid en cas de stratification, les températures et la concentration en produits de combustion. Ces dernières permettront de déterminer la tenabilité des locaux pour les habitants et la résistance des structures.

Il est aussi souvent nécessaire de déterminer le taux de chaleur dégagée. Celui-ci dépend de la vitesse à laquelle se produisent les réactions de combustion qui produisent de la chaleur.

Le taux de chaleur dégagée dépend du type de combustible, de sa quantité, de son orientation mais aussi, des effets que le confinement peut avoir. Le confinement peut avoir, principalement, deux effets :

1. Les gaz chauds s'accumulent dans le haut de la pièce et chauffent le plafond et les parois. Ces surfaces, ainsi que les gaz chauds, émettent de la chaleur radiative sur la surface combustible, ce qui accélère le taux de combustion ;

2. Le confinement a tendance à restreindre la disponibilité de l'oxygène nécessaire à la combustion, mais les ouvertures (fenêtres, portes, fissures) ou la ventilation forcée, peuvent au contraire apporter de l'oxygène. Le taux de combustion dépendra donc des conditions de ventilation de la pièce (taille et emplacement des ouvertures, débit d'air de la ventilation ou au niveau des ouvertures). Ainsi, le taux de combustion peut donc dépendre, des conditions climatiques si l'ouverture donne sur l'extérieur [5,6].

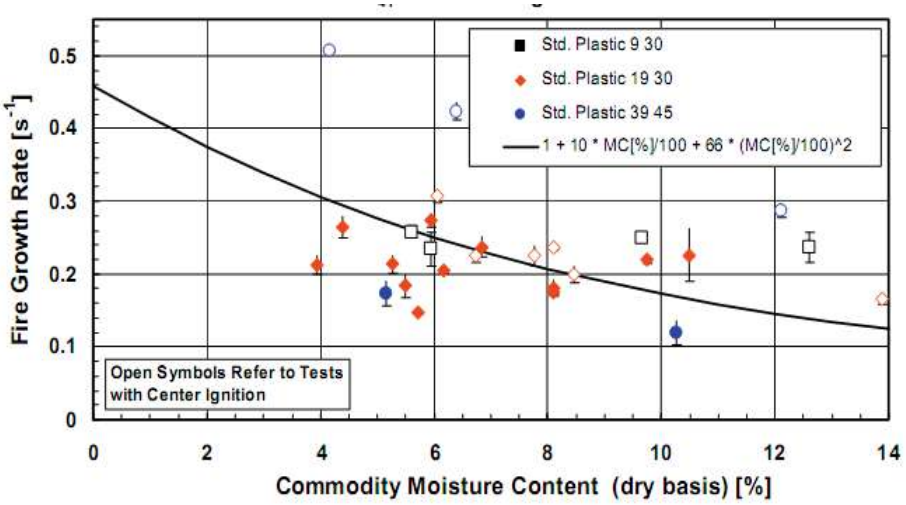


Fig. (I-2) : *Augmentation de la puissance du feu au fonction de l'humidité ambiante.*

Il existe différentes méthodes pour estimer le taux de chaleur dégagée: certaines reposent entièrement sur des tests expérimentaux, alors que d'autres essaient de décrire par des équations certains phénomènes, comme par exemple, les modèles de pyrolyse et de propagation de flamme.

I.2.3- Estimation à partir de tests expérimentaux

a- Différents tests

Idéalement, les tests devront être effectués avec le combustible auquel on s'intéresse sous une forme identique et dans des conditions proches des conditions réelles : c'est-à-dire dans une pièce ayant une géométrie et une taille similaires à la pièce à laquelle on s'intéresse et avec une ventilation semblable (soit les positions et taille des ouvertures). Ces tests à grande échelle sont toutefois difficiles et coûteux à réaliser. On a recourt alors à des expériences à plus petite échelle dont on extrapolera les résultats à grande échelle et pour le type de confinement du scénario étudié.

b- Extrapolation des résultats des tests

Il y a essentiellement deux méthodes pour mesurer l'énergie libérée : soit mesurer la quantité d'oxygène consommée, soit mesuré le débit de masse de combustible perdu. Dans le premier cas, on déduit la quantité d'énergie produite en multipliant la masse d'oxygène consommée en kilogramme par 13 000 kJ. Dans le deuxième cas, on obtient le débit d'énergie avec l'équation :

$$Q = \chi \dot{m} \Delta H_c \qquad 1.1$$

Les valeurs de chaleur de combustion complète sont connues pour de nombreux produits et sont disponibles dans la littérature.

L'efficacité de la combustion χ dépend :

− De la nature du combustible :

Les substances dont la combustion produit une flamme peu visible, c'est-à-dire qui produit peu de fumées, telles que les alcools, ont une efficacité proche de 1.

− Des conditions de ventilation :

L'efficacité de la combustion diminue de façon notable avec le manque en oxygène, ce qui peut se produire dans des pièces de petites tailles.

Ces modèles restent malgré tout assez complexes, sans toutefois inclure tous les phénomènes physiques. Sinon, il existe des lois empiriques pour obtenir les débits d'énergie

de l'incendie, à partir de mesures à petite échelle réalisées dans des calorimètres ouverts, mais seulement pour certains combustibles.

I.2.4. Evolution temporelle du taux d'énergie

Les modèles simples cités précédemment permettent d'évaluer le débit d'énergie moyen ou maximal atteint par l'incendie. Or dans la plupart des cas, celui-ci varie au cours du temps. On distingue en fait trois phases : la phase de croissance, pendant laquelle l'incendie devient de plus en plus puissant à partir de l'instant d'ignition, jusqu'à ce qu'il atteigne une valeur maximale. S'ensuit, la phase stationnaire, pendant laquelle l'incendie reste à sa puissance maximale. Puis enfin, une phase de décroissance, lors de laquelle l'incendie diminue jusqu'à extinction Fig. (I-3).

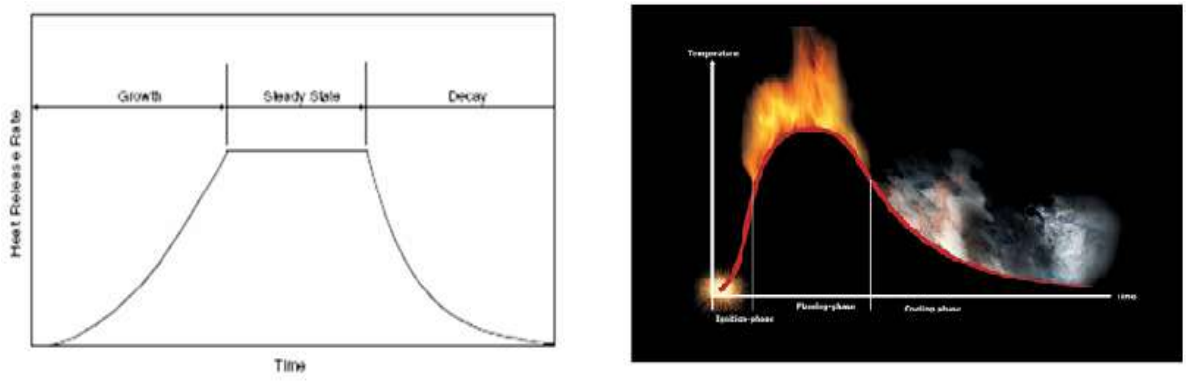


Fig. (I-3) : *Phases d'un incendie au cours du temps.*

Il est parfois nécessaire, d'obtenir l'évolution du débit au cours du temps, afin de décrire plus précisément l'incendie et pouvoir estimer plus précisément les conséquences. En particulier, si l'on s'intéresse à l'évacuation des personnes, il sera nécessaire d'étudier le comportement de l'incendie sur 30 minutes. Pour déterminer la résistance des structures, la durée devra s'étendre sur une période de 2 à 3 heures.

a- Phase de croissance

Il est assez courant d'utiliser des courbes standard pour décrire la phase de croissance en fonction du temps *t* de la forme :

$$Q = \alpha(t - t_0)^p \qquad 1.2$$

Cette équation permet d'obtenir une approximation raisonnable du développement d'un incendie pour de nombreux combustibles.

L'exposant *p* est souvent pris égal à deux.

Il est de coutume de considérer trois grandes catégories d'incendie selon leur taux de croissance et de leur associer une valeur de α [7] voir Annexe(A).

b- Phase stationnaire

La période de croissance est suivie soit par une phase où un taux de combustion maximum est atteint ; l'incendie est dit alors contrôlé par le combustible, soit par une phase où il n'y a pas suffisamment d'oxygène pour entretenir la combustion ; l'incendie est alors dit contrôlé par la ventilation. Ce dernier cas, peut conduire à un *backdraft* si le combustible non brûlé dans la pièce s'enflamme dans la pièce voisine ou au niveau des ouvertures, lorsqu'il rencontre de l'oxygène.

Dans tous les cas, il faut faire des hypothèses pour déterminer le débit d'énergie maximum et la durée de la phase stationnaire.

c- Phase de décroissance

Souvent, seules les 30 premières minutes après ignition sont considérées, notamment pour évaluer l'évacuation des personnes, et il est considéré que l'incendie se poursuit à pleine puissance pendant cette période.

Si toutefois la quantité de combustibles est limitée, on peut alors essayer d'évaluer la phase de décroissance en fonction de celle-ci en se basant sur des données expérimentales disponibles, telles que celles mentionnées plus haut – débit de masse perdue, taux de croissance.

I.2.5- Panache thermique et hauteur de flamme

Une fois le débit d'énergie de l'incendie connu, il est alors possible d'utiliser des relations empiriques pour déterminer les caractéristiques de la flamme et du panache d'air chaud qui transporte la chaleur et les fumées toxiques, ainsi que les caractéristiques de la couche d'air chaud qui se développe sous le plafond.

Les travaux de Zukoski, Hekestad, Mc Caffrey ont permis d'exprimer grâce à des données expérimentales les caractéristiques des panaches en fonction de la puissance de l'incendie, représentée par le débit d'énergie évalué précédemment [8,9].

Les relations établies par Zukoski sont basées sur des équations analytiques dont les paramètres ont été définis avec des données expérimentales, et en faisant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices constituant un panache dit 'idéal':

1. le panache est supposé avoir une forme conique dont la base inférieure est un point;

2. toute l'énergie de l'incendie est injectée au point -source et est transportée sans perte - autrement dit aucune chaleur radiative n'est émise ;

3. Les variations de densité en fonction de la hauteur sont supposées négligeables; seule la différence entre la densité de l'air ambiant et la densité du panache est considérée ;

4. la vitesse ascendante de l'air du panache est supposée constante sur toute section horizontale du panache et la vitesse de l'air en dehors du panache est supposée nulle; de la même façon, la température est supposée constante sur une section horizontale ;

5. L'entraînement de l'air sur les côtés du cône est supposé proportionnel à la vitesse ascendante du panache Fig. (I-4).

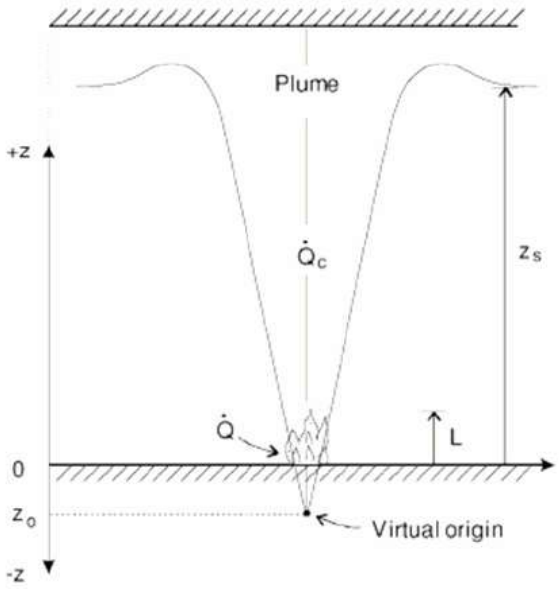


Fig. (I-4) : *Panache en forme de cône au-dessus de la source.*

Les relations données par Zukoski expriment le débit d'air dans le panache, ainsi que la température et la vitesse ascendante en fonction de la hauteur.

La puissance du foyer, Q* (nombre de Zukoski), s'exprime par l'équation suivante :

$$Q^* \equiv \frac{\dot{Q}}{\rho_\infty c_{p,\infty} T_\infty \sqrt{g} A_o \sqrt{H_o}} \qquad 1.3$$

$$m_{in}^{*} = 0.7\left(\frac{y}{1+y}\right)^{1/2}\left\{\frac{\sqrt{8}}{3}(n-s)^{3/2} + \sqrt{2}s\left[\left(\frac{1-1/v}{1-1/\mu}\right)\frac{s}{2} + (n-s)\right]^{1/2}\right\} \quad 1.4$$

Et la hauteur de la flamme par

$$\frac{Z_f}{D} = \frac{2.75}{1-X_r}Q_D^{*2} \quad 1.5$$

Le rayonnement $R^{*} \equiv \dfrac{\sigma T_{\infty}^{3}}{\rho_{\infty} c_{p,\infty}\sqrt{gH_o}}$ 1.6

La température de la couche inférieure:

$$\frac{T_l}{T_{\infty}} \equiv v^{-1} = \frac{1+\gamma(1+y)}{1+\gamma} \quad 1.7$$

L'augmentation de la température de la couche supérieure $(T - T_{\infty})/T_{\infty}$:

$$y = \frac{Q^{*}}{m_{in}^{*}(1+\beta)(1+0.03y) + H^{*} + R^{*}\left[\left((y+1)^2+1\right)(y+2)\right]} \quad 1.8$$

Comparé au travail de Zukoski, Hekestad a utilisé des hypothèses plus réalistes et donc moins restrictives : le panache est toujours supposé avoir une forme conique, mais ici, la base ponctuelle est virtuelle, et est située à une distance Z_0 en dessous de la source réelle de l'incendie. L'énergie de l'incendie est remplacée par l'énergie convective de façon à prendre en compte l'énergie perdue par radiation qui ne contribue pas à l'augmentation des températures et vitesse du panache. Les profils de température et de vitesse ne sont pas supposés constants sur une section horizontale mais avoir une forme gaussienne. Enfin, les variations de densité en fonction de la hauteur sont prises en compte. Les relations établies basées sur le modèle de Hekestad, expriment la distance Z_0 de l'origine virtuelle, la hauteur de la flamme, le rayon du panache, la température et la vitesse du panache sur l'axe et le débit de la masse d'air entraînée dans le panache.

Mac Caffrey a quand à lui, divisé, d'après des observations expérimentales, le panache en trois zones : la zone de flamme continue, la zone de flamme intermittente et la zone de panache. Il a établi des relations donnant les températures et les vitesses sur l'axe du panache et a défini les paramètres de ces relations pour chacune des trois zones. Thomas a complété le travail de MacCaffrey en étudiant des feux pour lesquels la hauteur de flamme est beaucoup moins grande que le diamètre de la source.

Dans les conditions de Thomas, le débit d'air entraîné dépend beaucoup moins de la puissance mais par contre, il dépend du périmètre de la source.

Il faut noter que toutes les relations qui découlent de ces modèles qu'on vient de citer, ont été obtenues lors d'expériences réalisées sans confinement. Par conséquent, elles ne sont pas valables lorsque l'incendie est proche d'une paroi. Le panache est aussi supposé axisymétrique ; les relations ne conviendront donc pas pour des situations où le panache sera fortement influencé par la ventilation. [8,10]

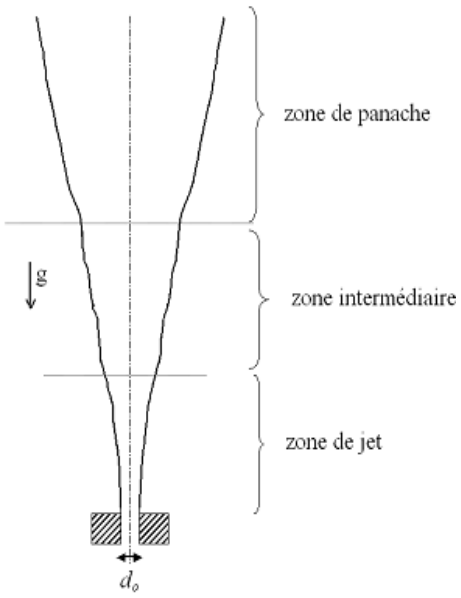


Fig. (I-5) : Schéma d'un panache

Le nombre de Froude, désigne le rapport entre les forces d'inertie et les forces de flottabilité.

Il s'exprime par :

$$Fr = \frac{\rho_0 u_0^2}{g d_0 (\rho_a - \rho_0)}$$

- Si Fr >> 1 l'écoulement est en convection forcée,
- Si Fr ≈ 1 l'écoulement est en convection mixte,
- Si Fr << 1 l'écoulement est en convection naturelle.

Plus le nombre de Froude initial est faible, plus la région de panache est importante. Les limites de ces régions vont alors dépendre essentiellement de ce nombre et donc des masses volumiques initiales des fluides.

Pour la zone de flamme continue, la hauteur est :

$$0.03\dot{Q}^{2/5} < z < 0.08\dot{Q}^{2/5} \qquad 1.9$$

Pour la zone de flamme intermittente, la hauteur est :

$$0.08\dot{Q}^{2/5} < z < 0.20\dot{Q}^{2/5} \qquad 1.10$$

Pour la zone de panache, la hauteur varie de :

$$z > 0.20\dot{Q}^{2/5} \qquad 1.11$$

I.2.6- Couche d'air chaud sous le plafond

Lorsque le panache atteint le plafond, l'air chaud le constituant se répand alors dans les directions radiales. Afin de déterminer le temps de réponse des équipements de détection et d'extinction d'incendie, il est important de déterminer la température et la vitesse de l'air chaud qui se propage sous le plafond Fig. (I-5).

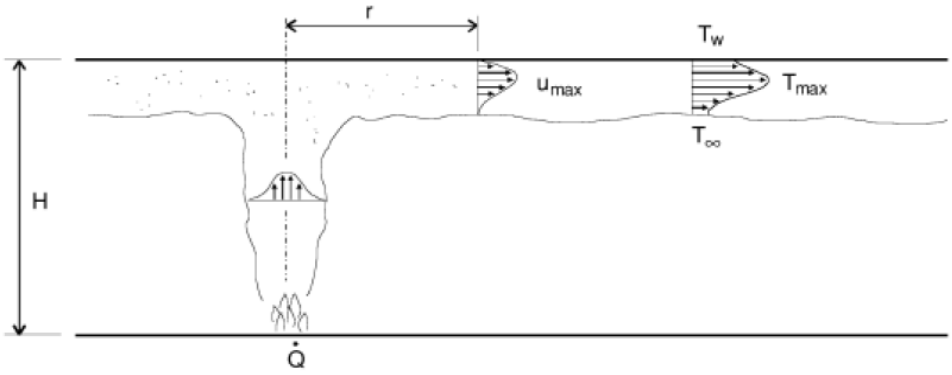


Fig. (I-6) : *Développement d'une couche d'air chaud sous le plafond.*

La couche d'air chaud sous le plafond a une épaisseur comprise entre 5 et 12% de la distance *H* entre la source de l'incendie et le plafond. La vitesse et la température maximales ont lieu à une distance sous le plafond d'environ 1% de *H*. A mesure que l'air se propage le long du plafond, l'air ambiant est entraîné et refroidit la couche d'air chaud. Celle-ci est aussi refroidie par les échanges de chaleur avec le plafond.

Alpert a obtenu empiriquement des relations qui expriment les températures et vitesses maximales de la couche chaude en fonction du débit d'énergie de l'incendie et de la distance *H*. Celles-ci sont aussi fonction de la distance radiale par rapport au point d'impact du panache avec le plafond, [10].

$$T_{max} - T_\infty = 16.9\dot{Q}^{2/3}(H - z_0)^{-5/3} \qquad pour\ r \le 0.18H \qquad 1.12$$

$$T_{max} - T_\infty = 5.38\left(\dot{Q}/r\right)^{2/3}(H - z_0)^{-1} \qquad pour\ r > 0.18H \qquad 1.13$$

$$U_{max} = 0.96\{\dot{Q}/(H - z_0)\}^{1/3} \qquad pour\ r \le 0.15H \qquad 1.14$$

$$U_{max} = 0.195\dot{Q}^{1/3}(H - z_0)^{1/2}r^{-5/6} \qquad pour\ r > 0.15H \qquad 1.15$$

Ces relations sont valables lorsque l'incendie est stationnaire, c'est-à-dire que le débit d'énergie est constant. Des relations valables pour un débit d'énergie variable au cours du temps ont été proposées par Hekestad et Delichatsios [9,11].

Cas particulier des tunnels

Dans les tunnels, les relations ci-dessus ne sont pas valables car la ventilation mécanique des tunnels influencent la flamme et le panache. Notamment, ceux-ci ne sont plus axisymétriques mais penchés. En outre, le plafond des tunnels n'est pas nécessairement plat puisque la section d'un tunnel est souvent en forme d'arc.

Kurioka et al. Ont fait des expériences à petite et grande échelle avec des tunnels de sections différentes et en utilisant des sources-incendie rectangulaires. Ils en ont déduit des relations qui donnent l'angle de la flamme, la hauteur apparente de la flamme, la température maximale et la position de la couche chaude en fonction du débit d'énergie, de la section du tunnel et de la vitesse de la ventilation mécanique. Deux cas ont été considérés : lorsque la flamme atteint le plafond et lorsqu'elle ne l'atteint pas. Fig. (I-6), [12].

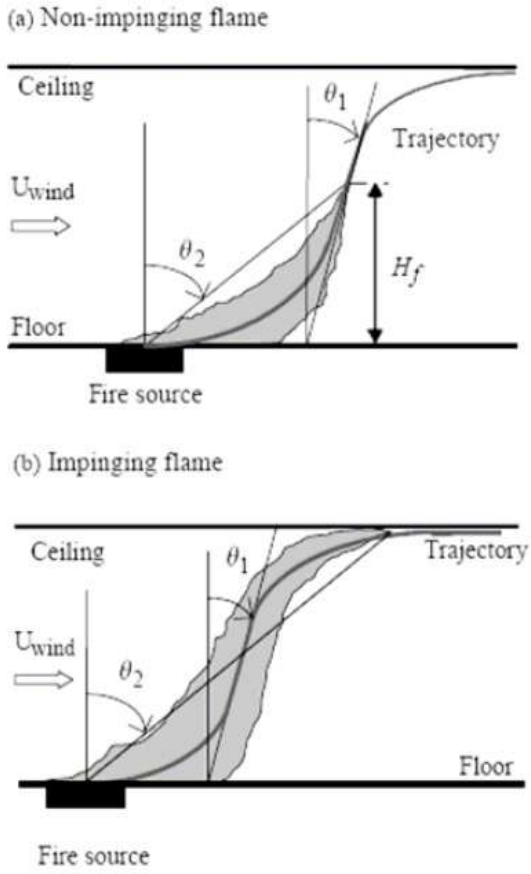


Fig. (I-7) : *Flamme et panache dans un tunnel.*

I.2.7- Flashover

Lorsque la température s'élève jusqu'à atteindre la température d'auto inflammation des combustibles présents dans la pièce, il se produit un *flashover* : le feu jusqu'alors localisé s'étend à toutes les surfaces combustibles de la pièce.

Deux critères sont généralement employés pour déterminer si le flashover a lieu : si le flux thermique reçu au niveau du sol est d'environ 20kW/m^2 ou bien si la température atteinte dans la couche chaude, sous le plafond, est de 600^{o}C. Le premier critère est préférable car il prend en compte les facteurs de vue [13].

Certains chercheurs ont examiné un critère faisant appel à une puissance critique dégagée par la combustion nécessaire à l'apparition d'un flashover. Pour ce faire, ils ont tout d'abord cherché à déterminer la température dans la pièce avant que le flashover ne se produise. Ils se sont basés sur l'expression du bilan thermique réalisé sur la couche chaude Fig. (I-8) tel que :

$$\dot{Q} = \dot{m}_g C_p \left(T_g - T_\infty\right) + \dot{q}_{loss} \qquad 1.16$$

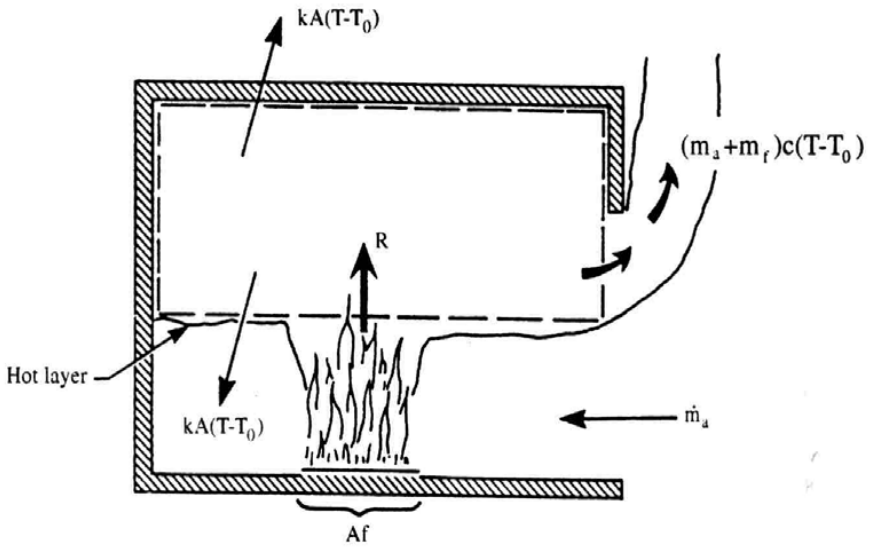


Fig. (I-8) : *Interaction du panache enflammé et du plafond.*

Ils ont alors utilisé le critère de température de la couche chaude puisqu'une des hypothèses est de considérer que juste avant le flashover, la température de la couche chaude atteint une valeur de l'ordre de 500 - 600 °C.

Ainsi, en comparant les expériences et la physique et en supposant que les pertes de chaleur à travers les parois du local (parois verticales, sol et plafond) correspondent uniquement à un transfert radiatif, Babrauskas a défini la puissance thermique critique Q_{FO}

nécessaire à l'occurrence d'un flashover en fonction de la surface des parois et de la surface et hauteur de la ventilation (ouverture quelconque, fenêtre, porte,…) [13].

Cependant, ce type d'application requiert un minimum d'informations sur les puissances thermiques dégagées par les différents produits combustibles contenus dans la pièce et susceptibles de participer au feu initiateur. La puissance thermique critique peut être atteinte par la combustion soit d'un seul élément combustible soit de plusieurs en simultané.

I.2.8- Détection et suppression des incendies

Il est important de considérer les moyens de détection et de suppression d'incendie pour évaluer si un lieu est sûr en cas d'incendie.

a- Détection de la fumée

Lorsqu'un lieu est équipé de moyens de détection et/ou de d'extinction automatique d'incendie, il est important d'évaluer leurs temps d'activation dont dépendront leurs efficacités. L'évaluation des temps d'activation, nécessite la connaissance de la température près du détecteur et le temps de réponse du détecteur. La première peut être obtenue par les équations citées précédemment ou bien par des modèles plus complexes tels que les modèles à zones ou les modèles CFD.

b- Moyens d'extinction

Les moyens de suppression d'incendie sont principalement des arroseurs *(sprinklers)*.

Les mécanismes d'extinction commencent à être compris mais pas encore suffisamment pour être capable d'identifier et modéliser tous les phénomènes qui interviennent. Ils peuvent être divisés en deux classes.

Il y a tout d'abord ceux qui agissent directement sur la flamme. Ils consistent à retirer de l'énergie à la flamme et au panache d'air chaud, en agissant sur les phénomènes chimiques et thermodynamiques associés à la libération et à la distribution d'énergie lors de la réaction de combustion. Ainsi la température de la flamme diminue et lorsqu'elle atteint une valeur inférieure à la valeur critique nécessaire à maintenir la combustion, il y a extinction. Les paramètres qui influencent ce processus sont les tailles des gouttelettes, leur vitesse initiale, l'énergie produite par l'incendie et la position de ce dernier [14].

Il y a ensuite les mécanismes qui agissent indirectement sur la flamme : l'oxygène est dissous dans la vapeur d'eau qui provient de l'évaporation des gouttelettes due à la chaleur de l'incendie [14,15].

La difficulté principale pour la modélisation de l'extinction est de prédire la quantité de brouillard qui atteint la zone de l'incendie.

I.3- Modèles à zones

I.3.1- Principe

Les modèles à zones consistent à décomposer le système en sous-éléments ou zones. Pour chacune des zones, des lois globales et semi-empiriques sont utilisées pour décrire ce qui s'y passe, y compris les échanges de masse et chaleur avec les zones voisines. Les propriétés physiques et quantités calculées, telles la température, concentration des fumées, sont supposées uniformes dans une zone.

Pour la plupart des modèles, une zone correspond à une pièce d'un bâtiment, un bureau ou un hall industriel. Toutefois, certains modèles décomposent une pièce en zones dont les frontières ne correspondent à aucune barrière réelle mais essaient de prendre en compte les phénomènes physiques de façon à ce que chaque zone ait des propriétés homogènes. La Fig. (I-9) montre l'exemple d'un modèle employant deux zones pour prédire les conséquences d'un incendie dans une pièce ventilée : la zone 1 comprend le panache thermique au-dessus de la source incendie et la couche horizontale d'air chaud sous le plafond; la zone 2 comprend le reste de la pièce [10,16]

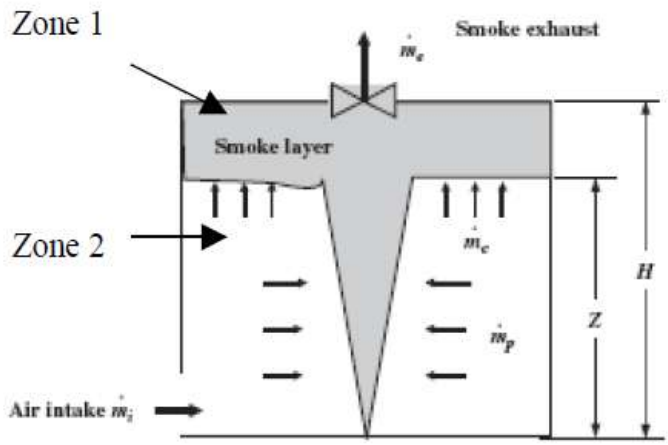


Fig. (I-9) : *Modèle à deux zones (incendie dans une pièce ventilée).*

Ces modèles reposent sur de nombreuses hypothèses, basées sur l'expérience et l'observation de développement d'incendie. Comme un incendie dans une pièce ne se comporte pas comme un incendie dans un atrium, un outil ne peut pas couvrir toutes les situations et reste spécifique à un type de problème.

I.3.2- Différentes approches

Mowrer et Stroup ont identifié onze éléments communs qui caractérisent un incendie en milieu confiné [17]:

1. Le terme source de l'incendie,
2. Le panache de l'incendie,
3. Le jet sous le plafond,
4. L'interaction du panache et du jet sous le plafond,
5. La couche d'air chaud,
6. La couche inférieure,
7. Les ouvertures permettant une ventilation,
8. Les systèmes de ventilation (injection, extraction ou une combinaison des deux),
9. Les parois (sol, murs, plafond),
10. Les cibles (les personnes, les équipements, les appareils de protection incendie),
11. Les systèmes de protection incendie (détection, alarme, suppression).

Le niveau de sophistication d'un modèle peut être déterminé par les niveaux de détails, de résolution et d'incertitude avec lesquels sont décrits chacun de ces éléments.

Les équations obtenues sont couplées et nécessitent des techniques numériques pour être résolues. Les modèles peuvent donc être évalués essentiellement en regardant comment sont décrits chacun des éléments ci-dessus.

a- Terme source incendie

Les modèles peuvent être capables de représenter un ou plusieurs types d'incendie à condition de donner un minimum d'information, comme par exemple:

- Un brûleur à gaz ou feu de torche: une vitesse de combustion est imposée, qui est indépendante des conditions environnantes ;
- Un feu de flaque : le taux de combustion est calculé en fonction de la chaleur renvoyée à la surface horizontale de la flaque, qui est généralement caractérisée par son diamètre ou sa section donnés en paramètres d'entrée.
- Un feu de solide : les propriétés du combustible sont données ainsi que la géométrie du solide et le taux de combustion est évalué en fonction de la chaleur reçue par les surfaces du solide.
- Un feu de paroi : celui-ci se produit à la surface des murs exposés à une source de chaleur et implique les peintures ou autre revêtement.

En général, la vitesse de pyrolyse du combustible est spécifiée et la génération de produits de combustion est déduite des facteurs de combustion, et la production de chaleur des caractéristiques des combustibles.

Ainsi, la définition du terme source incendie, c'est-à-dire la spécification de la puissance d'incendie et en particulier son évolution au cours du temps, est cruciale pour l'obtention de résultats réalistes.

b- Panache incendie

Les produits de combustion sont chauds par rapport à l'air ambiant et ils sont donc soumis à des forces de gravité ascendantes. Ils forment un panache ascendant au dessus de l'origine de l'incendie et entraînent l'air ambiant. Cet air entraîné va refroidir le panache au fur et à mesure que celui-ci monte.

Ces panaches thermiques, et en particulier les panaches axisymétriques, ont été étudiés expérimentalement. Ainsi, les profils verticaux de vitesse et de température ont été mesurés pour un grand nombre de feux et des corrélations ont été déduites pour extrapoler ces données à tout incendie. Ces corrélations font apparaître la puissance de l'incendie et le diamètre caractéristique de la source incendie qui permettent de calculer les caractéristiques de la zone contenant le panache.

Des modifications peuvent être adoptées pour prendre en compte des cas particuliers pour lesquels le panache n'est pas axisymétrique :

Pour le profil plat, la vitesse est exprimée par :

$$u = \overline{u}(x) \tag{1.17}$$

Pour le profil Gaussien, la vitesse est exprimée par :

$$u(y) = f\left(-\frac{y^2}{x^2}\right) \tag{1.18}$$

- lorsque la source incendie est horizontale, c'est-à-dire avec une dimension beaucoup plus large que l'autre ;
- lorsque la source est proche d'une arrivée d'air, par exemple près d'une fenêtre, et que cette arrivée d'air influence la forme et position du panache [18].

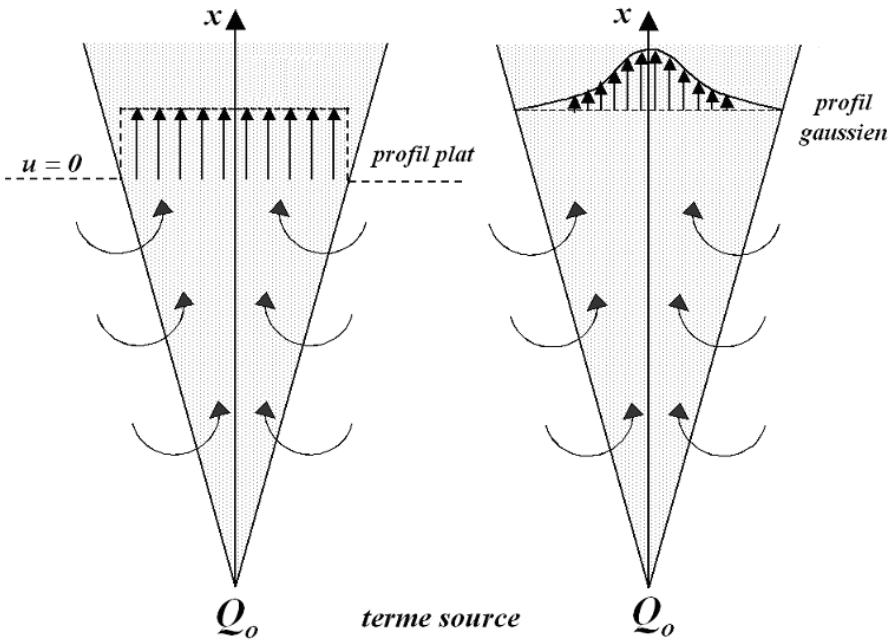


Fig. (I-10) : *Panaches en profils plat et Gaussien.*

c- Jet sous le plafond

Lorsque (et si) les gaz chauds atteignent le plafond, ceux-ci ne sont plus transportés verticalement mais horizontalement le long du plafond dans une direction les éloignant de la source incendie, ceci jusqu'à ce qu'ils atteignent les parois verticales de l'espace confiné ou tout autre obstacle.

Il n'existe des corrélations décrivant cette situation que pour deux géométries : un plafond infini, c'est-à-dire qu'il n'existe pas de paroi verticale pour fermer l'espace ; et un plafond avec une dimension beaucoup plus grande que l'autre, correspondant par exemple au cas d'un couloir. Dans tous les cas, les parois sont relativement lisses.

On citera la contribution remarquable de M.A. Delichatsios et al, ou ils ont étudié les différents aspects lié à cette phase pour une multitude de configurations initiales des évolutions temporelles du feu ; ainsi que Gunnar Heskestad qui a étudié d'une façon expérimentale Les distributions de fumée de feu en courant descendant uniforme d'un plafond ; Kaye qui a étudier l'effet de la taille de plafond par rapport à la largeur d'un compartiment sans ouverture, sur l'évolution du panache de fumé [9,11,19].

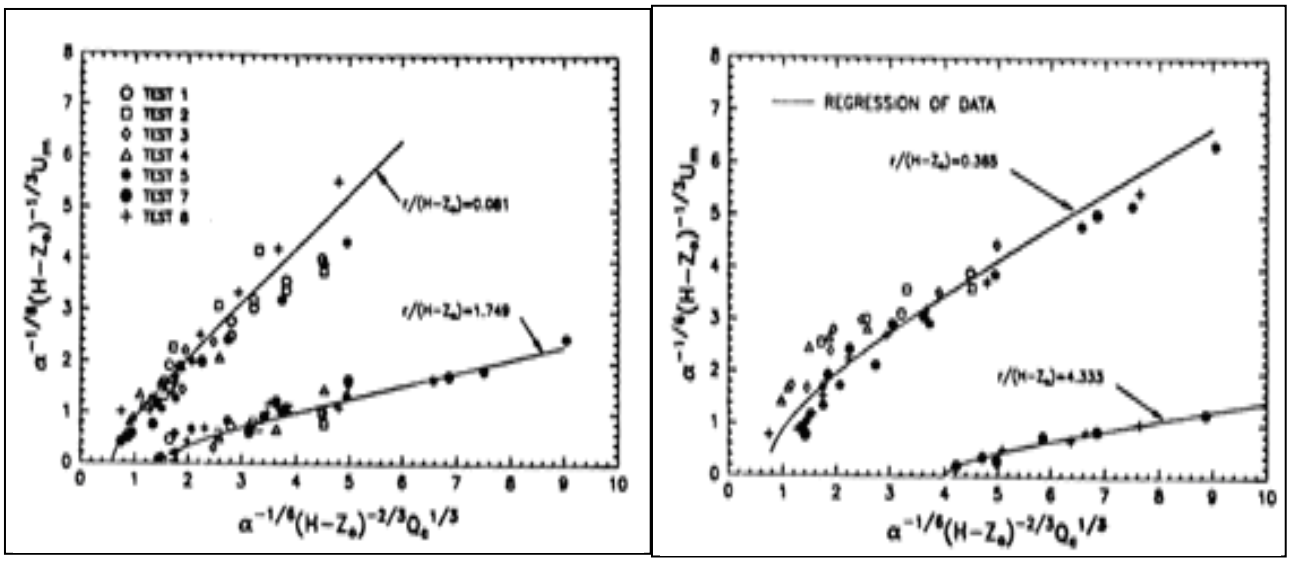


Fig. (I-11) : *Corrélations pour les vitesses du jet sous le plafond.*

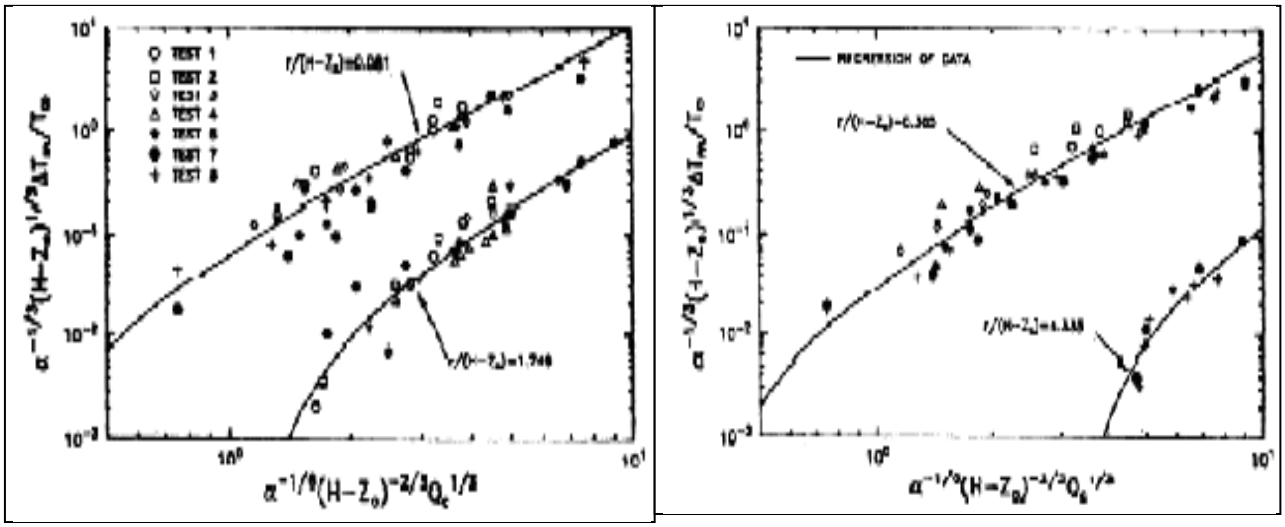


Fig. (1-12) : *Corrélations pour les températures du jet sous le plafond.*

d- Interaction du panache et du plafond

Si la couche de gaz chauds se développe de façon significative dans la zone confinée, l'air ambiant devient chaud du fait de l'échange de chaleur et ainsi, l'air entraîné par le panache et la couche chaude a une température assez proche de l'air au sein du panache et de la couche chaude. Par conséquent, cet air n'est plus refroidi aussi efficacement et les températures du panache et de la couche chaude ne sont plus uniformes.

e- Couche d'air chaud

La couche d'air chaud qui se forme sous le plafond a des propriétés de température et concentrations en gaz relativement homogènes. Ceci est dû au mélange turbulent au niveau de la zone de recirculation d'air du panache et de la couche d'air chaud ainsi qu'au sein de la

couche d'air chaud elle-même. Ceci a été relativement bien vérifié pour des incendies réels sauf dans les cas où la présence d'une ventilation crée un courant d'air près du plafond.

C'est pourquoi, les modèles à zones qui considèrent la couche d'air chaud comme une zone et évaluent les propriétés de cette zone en les supposant uniformes à l'aide de bilans de masse et de chaleur au niveau de l'interface de la couche donnent de bons résultats. Par contre, les prédictions s'éloignent des observations lorsqu'il existe un courant d'air près du plafond qui détruit l'homogénéité de la couche d'air chaud et tend à produire un gradient de température linéaire, du sol vers le plafond.

f- Couche inférieure

La couche inférieure a des propriétés qui varient de façon moindre que la couche chaude. Certains modèles considèrent simplement que cette couche reste aux conditions ambiantes de température et concentration en fumées. D'autres, la traitent comme une zone aux propriétés homogènes et calculent celles-ci à l'aide de bilans de masse et de chaleur.

En fait, les fumées peuvent pénétrer la couche inférieure essentiellement au niveau des parois et des ouvertures où il se produit un mélange entre couche chaude supérieure et couche inférieure.

L'effet de mélange au niveau des parois est rarement inclus dans les modèles. Il peut être pris en compte en créant au moins trois zones dans le modèle au lieu de deux : une représentant la couche chaude, une la couche inférieure et une zone intermédiaire pour la zone de mélange. Plus récemment, un modèle à plusieurs zones horizontales, ou couches, a été développé et permet de prédire le gradient de température. Il a été appliqué à des incendies dans une pièce avec une ouverture et de bons résultats ont été obtenus avec une vingtaine de couches, en particulier lorsque les échanges radiatifs avec les parois ont été pris en compte Fig. (I-12), [20].

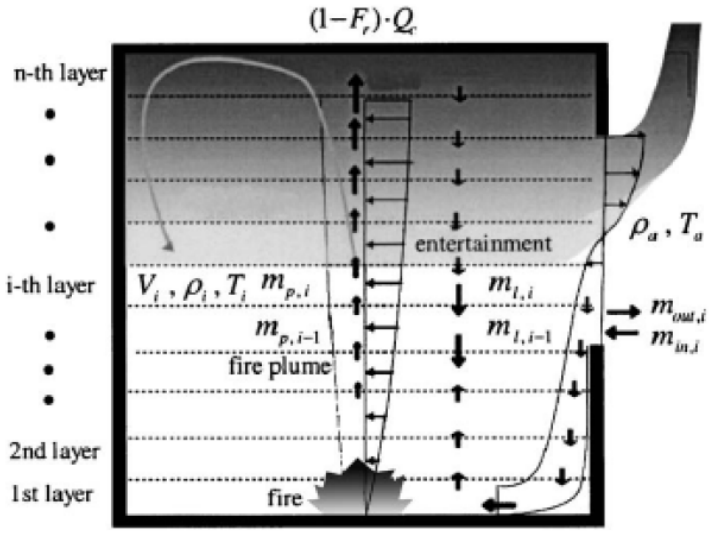


Figure (I-13) : *Modèle à plusieurs zones (couches) horizontales.*

g- Ouverture permettant une ventilation naturelle

Certains bâtiments ont des ouvertures qui offrent une ventilation naturelle. Celles ci peuvent être aussi bien au sol qu'au plafond ou sur les murs latéraux. En cas d'incendie, les échanges d'air à travers ces ouvertures sont gouvernés par les différences de pression qui résultent des différences entre la densité de l'air provenant de l'incendie et la densité d'air ambiante. Il peut y avoir un mélange important entre air chaud et air froid au niveau d'une ouverture lorsqu'il y a un flux sortant et entrant par cette ouverture. C'est généralement ce qui se passe au niveau des portes.

L'effet cheminé, qui est dû à la différence de pression entre l'air intérieur et l'air extérieur au bâtiment, peut avoir une influence importante surtout pour les bâtiments hauts et aux moments où les différences entre températures intérieures et extérieures sont grandes. L'effet du vent au niveau du bâtiment peut influencer l'écoulement d'air dans l'enceinte du bâtiment en présence et en l'absence d'incendie. Certains modèles peuvent prendre cet effet en compte, d'autres non.

h- Systèmes de ventilation

Certains modèles offrent la possibilité d'inclure des systèmes de ventilation, à savoir un réseau de ventilateurs et conduits d'air. Dans certains modèles, la ventilation est représentée simplement par l'inclusion d'un débit volumique d'air alors que pour d'autres modèles, il est possible de spécifier la courbe de fonctionnement des ventilateurs et les pertes de charge le long des conduits de ventilation.

Pour ce qui est de l'étude de l'influence des ouverture de ventilation et ses différentes configurations on citera Bart Merci pour son étude expérimentale pour des bouche d'aération situé au plafond, ainsi que Silcock qui a étudié l'impact de la variation des paramètres de la ventilation verticale sur la hauteur de la flamme et la zone de panache ; et C.L. Shi qui a calculé le débit nécessaire à assurer par la ventilation mécanique pour l'extraction de la fumée induite par un feu de compartiment.

Delichatsios s'est particulièrement focalisé sur le calcul des fractions de pyrolyse des feux pleinement développé sous différentes conditions de ventilation, [21-24].

i- Parois

Une partie de la chaleur de l'incendie est transmise aux parois et aux équipements présents dans l'enceinte. Celle-ci peut atteindre jusqu'à 95-100% en début d'incendie. Ensuite, la température des parois et équipements va augmenter en fonction des propriétés des matériaux les constituant et leur capacité à absorber la chaleur va s'en trouver réduite, donc la fraction de chaleur de l'incendie perdue aux parois diminuera avec le temps.

La plupart des modèles à zones traitent les parois par une méthode dite de matériau thermiquement épais avec un modèle de convection de la chaleur monodimensionnelle [19].

j- Systèmes de prévention

Certains modèles permettent de prendre en compte la réponse thermique des détecteurs pour prédire leur activation en fonction de la température de consigne.

Aussi, il est parfois possible d'inclure l'effet de l'impact de gouttes d'eau sur le développement d'un incendie.

Andrei B. Utkin a lui utilisé une technique de visualisation et de détection basée sur la théorie des faisceaux lumineux et a même calibré sa technique en fonction des courants d'air induits par la ventilation mécanique des locaux. De même que Fanghui Chen, mais pour des compositions multiphasiques.

Une autre technique d'illustration des incendies consiste à dessiner le spectre des températures par l'interprétation de données obtenues par la réflexion des ultrasons, Chrysoulakis s'est focalisé sur la visualisation et la détection des incendies survenus dans des installations industrielles par la technique de radiométrie à haute résolution [25-28].

k- Cibles

Certains modèles permettent d'évaluer la réponse d'une cible, qui peut être une personne ou un objet, à l'exposition de flux thermiques. Ceux-ci, peuvent provenir des flux radiatifs et convectifs des flammes mais aussi des zones d'air chaud et d'objets.

Plusieurs méthodes existent pour évaluer la réponse des cibles. Les deux grandes catégories sont celles qui considèrent les matériaux comme thermiquement minces ou thermiquement épais, en fonction de leur résistance à la chaleur.

Conclusion :

Les modèles à zones reposent sur de nombreuses hypothèses et sur des relations semi-empiriques pour décrire les principaux paramètres du comportement d'un incendie. Comme ceux-ci dépendent du scénario incendie, en particulier de la configuration géométrique, un modèle à zones a un domaine d'application restreint. Il faut donc prendre connaissance des limites de validité du modèle, données en principe par le développeur. Les validations effectuées, soit par les développeurs soit par les utilisateurs, donnent aussi une appréciation de la performance du modèle. Si un modèle est utilisé en dehors de son domaine de validation, il est conseillé d'effectuer soi-même un contrôle des résultats en comparant avec des mesures.

Certains développeurs essaient d'étendre le domaine d'application de leurs modèles en apportant des modifications aux relations semi-empiriques. Ceci fait appel, en général, à des paramètres qui sont à définir par l'utilisateur. Il faut faire attention à quelle valeur doit être utilisée pour le scénario étudié, et quelle valeur a fut utilisée pour la validation d'un cas similaire.

Il est à noter que l'application d'un modèle à zones, requiert une connaissance préalable du comportement de l'incendie, pour définir correctement les zones du modèle. Si ce comportement n'est pas connu, même un modèle validé pour un cas proche de l'application qui en est faite, peut donner de mauvais résultats.

Chapitre-II

Modélisation d'un incendie en milieu confiné

Depuis le début des années 1980, la simulation numérique est considérée par de nombreux auteurs comme un moyen efficace et rapide d'étudier différentes configurations d'écoulement et de véritables tests numériques.

Cette approche présente en effet de nombreux avantages par rapport aux études expérimentales, tels l'accès à toutes les grandeurs locales de l'écoulement ou la possibilité d'évaluer de nombreuses configurations et géométries sans se préoccuper des aspects de conception ou de dommage matériels que puisse produire de tels tests.

II.1- Principe

Les modèles CFD, dits aussi modèles à champs, permettent d'obtenir une solution approchée des équations tridimensionnelles, stationnaires ou transitoires, de Navier-Stokes qui régissent le comportement des fluides. Comme ces dernières ne peuvent pas être résolues directement car ce sont des équations différentielles non linéaires et couplées, elles sont tout d'abord discrétisées. Pour ce faire, le volume du domaine de calcul est subdivisé en un nombre d'éléments de volume beaucoup plus petit.

Le nombre de ces éléments dépend du scénario et des modèles physiques et numériques utilisés ; son ordre de grandeur est de quelques dizaines de milliers pour une pièce de 10 m^3. Les équations sont discrétisées pour chacun de ces éléments. Ainsi est obtenu un large système d'équations algébriques fortement couplées. Une solution est calculée grâce à l'emploi de méthodes numériques itératives.

La solution obtenue consiste en la valeur des variables sélectionnées pour chacun des éléments. Pour les incendies, les variables qui sont considérées sont la température de l'air, les composantes de la vitesse de l'air et les concentrations des produits toxiques émis lors de la combustion. La visibilité à travers les fumées peut aussi être déduite de la concentration des fumées Fig. (II-1).

Les modèles CFD permettent donc de prédire en détail ce qui se passe dans une enceinte, y compris lorsque celle-ci a une géométrie complexe, et de prendre en compte les effets tridimensionnels. Par contre, ils nécessitent beaucoup plus de puissance de calculs que les modèles à zones. Il est donc souvent nécessaire de trouver un compromis quant au degré

de sophistication de la modélisation des phénomènes physiques afin d'avoir des temps de calcul qui restent raisonnables.[29]

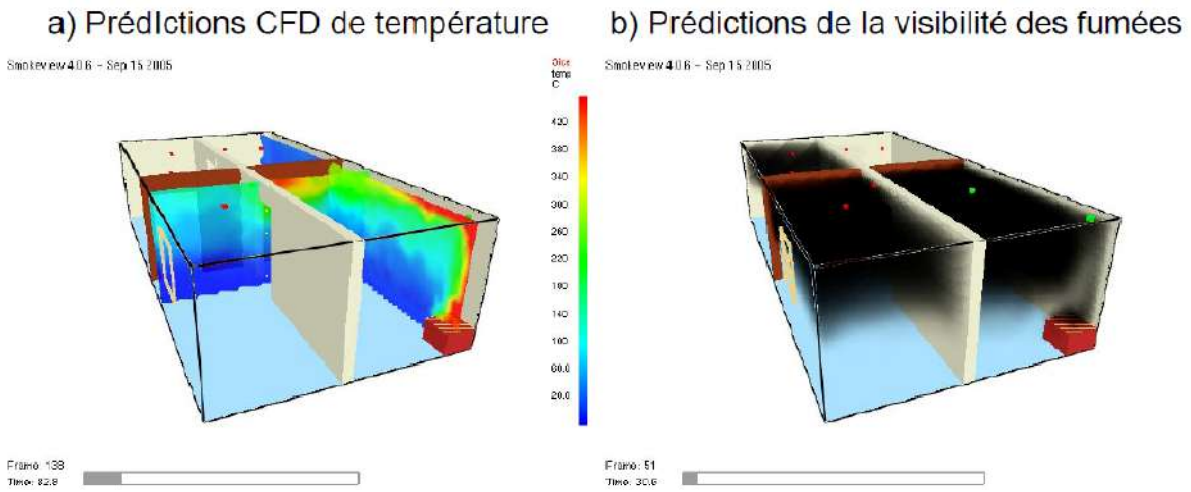


Fig. (II-1) : *Illustration d'un modèle CFD.*

II.2- Etapes de la modélisation

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

- La construction de la géométrie
- La construction du maillage
- La sélection des modèles physiques
- La prescription des conditions aux limites
- La sélection des méthodes numériques pour obtenir une solution approchée
- Le traitement des résultats.

Pour chacune des étapes, différentes méthodologies apparaissent dans les outils CFD existants. Ces différentes approches sont revues et discutées pour l'application au calcul des conséquences d'un incendie.

II.2.1- Géométrie et maillage

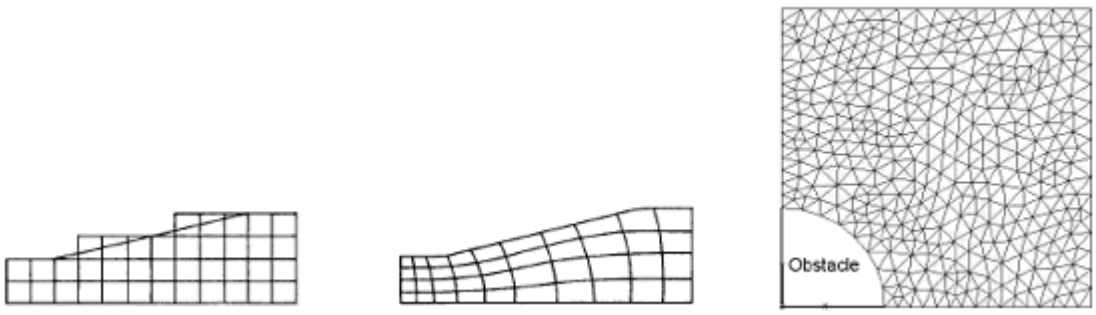
La géométrie tridimensionnelle du scénario modélisé est tout d'abord construite : elle est représentée par un ensemble de surfaces qui correspondent au confinement de l'espace, c'est-à-dire représentent les murs des pièces, les sols, les plafonds, les escaliers, mais aussi les objets ou obstacles dans les pièces comme les meubles.

Dans le cas où le bâtiment 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.

Dans certains outils, comme par exemple FDS, la géométrie ne peut être construite que par blocs, c'est-à-dire que les surfaces ne peuvent être que des carrés ou des rectangles. Ceci convient pour la plupart des bâtiments dont les pièces sont parallélépipédiques. Toutefois, il est plus difficile de représenter par blocs des bâtiments d'architecture moderne, qui incluent des espaces avec des formes circulaires, elliptiques ou autres, et qui peuvent avoir des toits qui ne sont pas plats. Certains outils permettent de représenter des courbes dans les géométries et sont plus adaptés pour ces cas spécifiques.

Il existe aussi différents types de maillage qui correspondent 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'. Fig. (II-2-a) et des maillages 'body-fitted' qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Fig.(II-2-b). Un autre type de maillage est le maillage non structuré qui comprend des éléments de formes diverses, qui peuvent être complexes. En conséquence, il n'apparaît pas de lignes directrices dans les maillages non structurés. Fig.(II-2-c).



(a) structurés: rectiligne *(b) 'body-fitted'* *(c) non structuré*

Fig. (II-2) : *Maillages 2D.*

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; aussi, il est possible de diminuer la taille des mailles à certains endroits, comme par exemple à l'endroit de l'incendie, sans trop augmenter le nombre des mailles dans le reste du domaine.

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

II.2.2- Sélection des modèles physiques

La modélisation des phénomènes physique se produisant durant un incendie est primordiale ; on essaiera de donner une revue des différents modèles proposés pour chaque phénomène physique tel que l'écoulement des gaz, les transferts de chaleur et de matière ; le terme source etc…

La précision des différentes simulations repose en premier lieu sur l'exactitude et le choix des modèles.

II.2.2.1- Calcul de la densité de l'air

Les températures relativement importantes générées par l'incendie, modifient la densité de l'air. Un modèle compressible, ou faiblement compressible, doit être disponible dans le code CFD pour pouvoir prendre en compte les effets de ces variations de densité de l'air.

Certains modèles utilisent une approximation de Boussinesq pour prendre en compte la variation de la densité de l'air en fonction de la température dans les équations de quantité de mouvement. Au lieu de calculer la densité d'après la loi de gaz parfait comme ceci est fait dans un modèle compressible, celle-ci est supposée constante sauf dans le terme de gravité des équations de quantité de mouvement pour lequel elle est supposée dépendre linéairement de la température. Cette hypothèse n'est valide que lorsque les différences de température sont de l'ordre d'une dizaine de degrés. Même si cela peut être vérifié pour une grande partie du domaine de calcul, les erreurs faites proche de la source incendie, où les températures atteignent quelques centaines de degrés, se répercutent dans le reste du domaine, [30].

II.2.2.2- Modèles de turbulence

Les incendies en milieu confiné génèrent de la turbulence qui interagit sur le mélange air-fuel et air-produits de combustion, et influence donc la combustion et la dispersion des fumées. Les écoulements turbulents contiennent des tourbillons ayant une large gamme d'échelles de longueur et de temps. Pour un incendie confiné, ces échelles dépendent de la puissance de l'incendie et des dimensions du confinement mais la taille des tourbillons est typiquement comprise entre quelques millimètres et plusieurs mètres pour un même scénario. Ceci rend leur modélisation difficile. [10,18]

En plus de l'approche spectrale il existe trois grandes catégories de modèles de turbulence qui sont revues ci-dessous : Direct Numerical Simulation (D.N.S.) ; Large Eddy Simulation (L.E.S.) et les modèles moyennés de Reynolds.

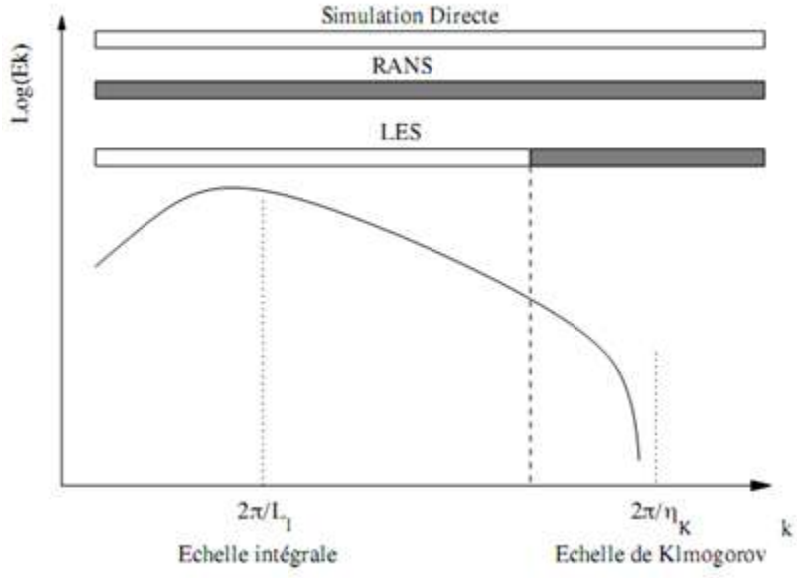


Fig. (II-3) : *Spectre d'énergie cinétique turbulente et spectre de résolution des modèles de calcul.*

a- Approche spectrale

Les tourbillons sont de taille et de fréquences multiples. L'augmentation de la fréquence correspond à une diminution de la taille du tourbillon. Dans les spectres de fréquence (ou de nombre d'onde), trois zones de fréquence sont groupées, montrant le transfert de l'énergie turbulente en cascade, des basses aux hautes fréquences ou des grands aux petits tourbillons

i) Zone de basses fréquences : ce sont les plus gros tourbillons, contenant davantage d'énergie ; ils sont générés par l'écoulement moyen.

ii) Zone de hautes fréquences : ce sont les tourbillons les plus petits, où la viscosité devient importante, l'énergie cinétique est dissipée en chaleur. La décroissance est donnée par $E(f) = f^{-7}$ selon Heisenberg

iii) Zone de fréquences moyennes ou de transition entre les deux autres zones, appelée zone inertielle : les tourbillons les plus grands donnent naissance à des tourbillons moins grands et encore moins grands jusqu'à ce qu'on arrive aux plus petits tourbillons. Au cours de la diminution de la taille des tourbillons, l'énergie cinétique décroit selon une fonction universelle $E(f) = f^{-5/3}$ d'après Kolmogorov.

On dit qu'une turbulence est homogène et isotrope si ses propriétés statistiques sont invariantes par translation, rotation et réflexion du système de coordonnée.[31]

b- Direct Numerical Simulation (D.N.S)

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. Ceci rend l'application de la D.N.S aux incendies dans les bâtiments impossible au vu de la performance actuelle des ordinateurs. Pour l'instant, ce modèle est essentiellement utilisé comme outil académique pour comprendre les phénomènes turbulents et proposer des modèles plus simples.

c- Modèles moyennés de Reynolds

Les ressources limitées en capacité de calculs, ont amené à développer des approches modifiant les équations de Navier-Stokes (N-S) afin d'en réduire le coût de résolution en particulier sur des configurations industrielles. La première approche développée dans cet esprit correspond au système d'´equations RANS (Reynolds Average Navier-Stokes). On applique aux équations de N-S un opérateur de moyenne statistique, éliminant ainsi la dépendance temporelle du problème.

L'opérateur de moyenne élimine néanmoins toute l'information sur la turbulence et ce sur l'ensemble du spectre. Les termes restant ouverts répercutent l'influence de la turbulence sur la solution moyenne. Ces termes sont alors modélisés.

En régime turbulent, Reynolds a proposé une approche basée sur la décomposition des champs instantanés en une moyenne temporelle et une fluctuation, afin de tenir compte des propriétés de brassage de ce régime.

Partant de l'expression de la moyenne temporelle d'un produit,

$$\overline{\tilde{\rho}\tilde{U}} = \overline{(\rho + \rho')(U_\iota + U_\iota')} = \rho U_i + \overline{\rho' U_\iota'} \qquad 2.1$$

Il est possible de réécrire les équations de conservation et d'obtenir les équations moyennées du mouvement (ou équation de Reynolds) et de l'énergie.

Les fluctuations de vitesse et d'enthalpie (ou de température) rencontrées en régime turbulent font apparaître de nouvelles contributions au transport de quantité de mouvement et de chaleur, exprimées en fonction des corrélations $\overline{U_\iota' U_j'}$ et $\overline{U_\iota' h'}$.

Un problème délicat de fermeture des équations se pose alors, avec la nécessité d'exprimer ces termes en fonction des grandeurs moyennes de l'écoulement, [31]

d- Approche par viscosité turbulente

De nombreux modèles de fermeture existent dans la littérature. Ils sont pour la plupart basés sur le concept de viscosité turbulente.

- **Définition des propriétés turbulentes**

Le transport turbulent de quantité de mouvement peut être écrit sous une forme inspirée par Boussinesq, analogue à celle du cisaillement laminaire, et donnée par l'équation de Newton :

$$-\rho\overline{U_\iota' U_j'} + \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} = \rho\nu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) = \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \qquad 2.2$$

où ν_t et μ_t sont déterminée à partir de modèles. Le terme $\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}$ est analogue à une pression dynamique par agitation turbulente et a été introduit afin d'assurer la véracité de la relation lorsque *i=j*. Cette approche n'est bien évidemment qu'une approximation et dans de nombreux cas des phénomènes de relaxation ou de fluctuations de pression longue portée, associés à une turbulence de grande échelle, sont à prendre en compte. Toutefois l'expression de l'équation 2.2 est acceptable dans de nombreuses configurations et conduit à une

représentation des phénomènes en accord avec les données expérimentales. Cette approche est utilisée dans de nombreux logiciels de simulation thermohydraulique.

De même, le transport turbulent de chaleur peut être modélisé sous une forme analogue à la loi de Fourier :

$$-\overline{U_i'T'} = a_t\left(\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \qquad 2.3$$

A partir de ces grandeurs, il est possible de définir une conductivité thermique turbulente. Le rapport des diffusivités turbulentes de quantité de mouvement et de chaleur est caractérisée par le nombre de Prandtl turbulent défini par :

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{a_t} \qquad 2.4$$

Le plus souvent, Pr_t est supposé constant et égal à une valeur proche de l'unité. Au voisinage d'une surface solide, en présence de forces de flottabilité ou d'inhomogénéités structurelles de l'écoulement moyen cette hypothèse n'est plus valable. Il n'y a plus alors d'analogie entre transport turbulent de quantité de mouvement et de chaleur.

♦ **Différents modèles de fermeture**

La viscosité turbulente et la diffusivité thermique turbulente sont des inconnues à déterminer pour fermer le système des équations de conservation. Plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour les calculer. En fonction du nombre d'équations introduites, elles sont souvent qualifiées de modèle à 0, 1 ou 2 équations.

✓ **Modèles à 0 équation**

Ces modèles sont basés sur la définition d'une longueur de mélange l_m. La viscosité turbulente est ensuite écrite sous la forme :

$$\nu_t = l_m^2\left|\frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right| \qquad 2.5$$

La diffusivité turbulente est évaluée au moyen de l'expression suivante :

$$a_t = l_m l_q\left|\frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right| \qquad 2.6$$

où la grandeur caractéristique l_q est calculée à partir du nombre de Prandtl turbulent

$$Pr_t = \frac{l_m}{l_q} \qquad 2.7$$

dont la valeur est classiquement comprise entre 0,85 et 1,2, et prise souvent égale à 1.

La fermeture du problème est ensuite réalisée par des expressions de la longueur de mélange. Ces expressions ne sont pas universelles, ce qui limite beaucoup la validité et l'utilisation de ce type d'approche, [31]

✓ **Modèles à 1 équation**

Le modèle de Prandtl-Kolmogorov est basé sur la connaissance d'une grandeur caractéristique *l* de l'écoulement et sur l'introduction d'une équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente *k*.

La viscosité turbulente est ensuite évaluée par l'expression :

$$\nu_t = C_\mu l\sqrt{k} \qquad 2.8$$

L'obligation de connaître la grandeur caractéristique *l* de l'écoulement fait que ce modèle manque d'universalité et représente mal les écoulements complexes. Aujourd'hui, on préfère à ce modèle les approches à 2 équations.

✓ **Modèles à 2 équations**

Il est apparu naturel de faire évoluer les modèles à 1 équation en y ajoutant une équation de transport supplémentaire afin de calculer l'échelle caractéristique de longueur *l*. L'équation introduite a tout d'abord concerné le transport de la dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε : il s'agit du modèle *k*-ε. Plus récemment, la fréquence ω a été utilisée comme grandeur caractéristique de la turbulence dans les modèles *k*-ω. Les formes typiques des équations de transport de *k* et de ε sont les suivantes :

Transport de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \qquad 2.9$$

Avec :

- G_k la production d'énergie cinétique turbulente par l'écoulement moyen, calculée par la formule :

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \qquad 2.10$$

- G_b la production d'énergie turbulente par l'écoulement fluctuant, évaluée par la formule :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \qquad 2.11$$

- Y_M calculée comme suit :

$$Y_M = \frac{2\rho\varepsilon k}{\gamma RT} \qquad 2.12$$

Transport de la dissipation d'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}(G_k + C_{3\epsilon}G_b) - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \qquad 2.13$$

Pour le modèle *k*-ε, la résolution des deux équations de transport permet d'évaluer la viscosité turbulente par la formule :

$$\nu_t = C_\nu \frac{k^2}{\epsilon} \qquad 2.14$$

Dans la plupart des cas, afin de ne pas alourdir les codes de calcul, la valeur de la diffusivité thermique turbulente est obtenue sans ajout d'équation supplémentaire, mais simplement évaluée au moyen du nombre de Prandtl turbulent.

Hall 1969 a montré l'importance des écarts aux comportements « universels » dans la région de proche paroi en régime de convection mixte. Le traitement numérique de cette zone est donc une des causes principales des écarts observés entre les modèles k-ε classiques et les mesures expérimentales.

Au voisinage proche d'une paroi, l'hypothèse de grand nombre de Reynolds utilisée pour simplifier les équations du mouvement n'est en effet plus applicable et le modèle *k*-ε classique n'est plus valable.

Afin de conserver ce type d'approche, des modifications ont été apportées au modèle *k*-ε pour tenir compte de l'atténuation progressive de la turbulence au voisinage de la paroi. Des fonctions d'amortissement ont été introduites sur les expressions de la viscosité turbulente

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad 2.15$$

et du nombre de Prandtl turbulent

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{a_t} = \frac{f_\mu}{f_\lambda} \qquad 2.16$$

f_μ et f_λ sont fonction du nombre de Reynolds turbulent :

$$Re_t = \frac{k^2}{\nu\varepsilon} \qquad 2.17$$

et/ou de la distance normale à la paroi adimensionnée y^+. De plus, il convient généralement de légèrement modifier les équations de transport de k et de ε : des fonctions d'amortissement pondèrent certains termes de l'équation de dissipation et deux termes supplémentaires sont ajoutés afin de faciliter la résolution de la condition limite de paroi pour ε. Toutes ces modifications conduisent à la définition d'un grand nombre de constantes qui ne sont pas universelles et constituent une des grandes limitations des modèles k-ε bas Reynolds.

e- Autres types d'approches

Une description plus complète des phénomènes turbulents de transport est possible, moyennant des équations bilans pour $\overline{U_i'U_j'}$ et $\overline{U_i'h'}$, obtenues à partir des équations de Reynolds et d'énergie. C'est le cas par exemple des modèles RSM (Reynolds Stress Model). Des modèles intermédiaires entres les approches par viscosité turbulente et RSM existent également. Ces modèles donnent globalement de meilleurs résultats mais sont beaucoup plus coûteux en termes de mémoire et de temps de calcul.

II.2.2.3- Large Eddy Simulation (L.E.S.)

Si les plus petites structures de la turbulence offrent un comportement statistique stable et connu, les effets des plus grosses structures responsables d'instabilités hydrodynamiques sont fortement dépendants du problème et de sa géométrie et donc difficilement modélisables.

Pour ces raisons, les méthodes RANS sont mises en défaut dès lors qu'une forte instationnarité intrinsèque à l'écoulement est présente.

Pour pallier ces défauts la simulation de grandes échelles propose de conserver la résolution instationnaire des équations de N-S. De ce fait, LES résout une partie du spectre de la turbulence. L'approche LES découpe le spectre turbulent en deux parties. Les grandes

échelles de la turbulence d'un côté, résolues explicitement, et les petites échelles dont les effets sont là, à modéliser.

Cette séparation des échelles s'opère en appliquant localement un filtre spatial de moyenne au système d'équations de N-S. L'étendue du filtre définie la fréquence de coupure en dessous de laquelle les structures turbulentes sont à modéliser, puisque non résolue, [32]

a- Filtrage LES

La plupart des implémentations n'opère pas de filtrage explicite lors du calcul.

La résolution du maillage suffit à opérer implicitement ce filtrage puisqu'il est impossible de pouvoir représenter des structures de taille inférieure à $2\Delta x$.

Néanmoins, on doit établir le jeu d'équations de la LES issu du filtrage des équations de N-S. Le filtrage correspond à une moyenne spatiale opérée localement.

Pour les écoulements à masse volumique variable, on utilise la moyenne de Favre, moyenne pondérée par la masse. Ceci permet d'éviter de modéliser certains termes dû à la variation de ρ dans le volume moyenné, apparaissant à l'issue du filtrage. On décompose alors toute grandeur extensive f, en une partie filtrée $\tilde{f}$ et une partie non résolue, dite de sous-maille $\grave{f}$:[32]

$$f = \tilde{f} + \grave{f} \qquad 2.18$$

Pour les grandeurs intensives la moyenne de Favre n'a pas vraiment de sens, on utilise alors la notation de moyenne spatiale f pour la grandeur filtrée.

Une fois l'opérateur de filtrage appliqué, on obtient le même système d'équations pour les grandeurs filtrées identiques à l'équation 2.2, auquel s'ajoutent de nouveaux termes non fermés. Le tenseur des flux se voit alors ajouté une contribution de sous-maille F', ainsi que pour le vecteur des sources :

$$\bar{F} = F^I + F^V + F' \qquad 2.19$$

$$\bar{S} = S + S' \qquad 2.20$$

Les flux de sous maille s'écrivent :

$$F' = \begin{pmatrix} -\tau'_{i1} \\ -\tau'_{i2} \\ -\tau'_{i3} \\ -\left(\tilde{u}\tau'_{i1} + \tilde{v}\tau'_{i2} + \tilde{w}\tau'_{i3}\right) + q' \end{pmatrix} \quad 2.21$$

Où sont `a modéliser les termes suivants :

- Le tenseur de Reynolds de sous-maille :

$$\tau'_{ij} = -\rho\left(\widetilde{u_i u_j} - \tilde{u}_i \tilde{u}_j\right) \quad 2.22$$

- Le flux diffusif de sous-maille

$$J'_k = \bar{\rho}\left(\widetilde{\mathrm{u}Y_k} - \tilde{\mathrm{u}}\tilde{Y}_k\right) \quad 2.23$$

- Le flux de chaleur de sous-maille

$$q' = \bar{\rho}\left(\widetilde{\mathrm{u}E} - \tilde{\mathrm{u}}\tilde{E}\right) \quad 2.24$$

b- Modélisation des flux de sous-maille

L'objectif premier de la modélisation est de pouvoir approximer les termes inconnus à l'aide de grandeurs résolues dans le calcul. Les modèles de sous-maille doivent donc être capables de reproduire les effets de la turbulence non résolue à partir d'information résolue.

c- Modélisation du tenseur de Reynolds de sous-maille

La plupart des modèles de sous maille repose sur l'hypothèse de Boussinesq qui permet de relier le tenseur des contraintes non résolu τ' proportionnellement au tenseur des taux de déformation résolu $\tilde{S}$ par l'intermédiaire d'une viscosité turbulente μ_t

$$\tau'_{ij} = 2\rho\nu_t\tilde{S}_{ij} - \frac{1}{3}\bar{\tau}^t_u\delta_{ij} \quad 2.25$$

Avec

$$\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{1}{3}\frac{\partial\tilde{u}_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \quad 2.26$$

Le seul élément inconnu restant la viscosité turbulente que de nombreuses méthodes sont capables de modéliser. Parmi lesquelles, les deux modèles les plus répandus.

- **Modèle de Smagorinsky**

Ce modèle initialement proposé par Smagorinsky en 1963 estime la viscosité $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$ proportionnelle au carré d'une échelle de longueur Δ_s et une échelle de temps obtenue à partir

du tenseur de taux de déformation $\widetilde{S}$, ce qui n'est pas sans rappeler l'approche de la longueur de mélange :

$$\nu_t = (C_s\Delta_s)^2\sqrt{\tilde{S}_{ij}\tilde{S}_{ij}} \qquad 2.27$$

La viscosité turbulente est définie par

$$\mu_{LES} = \rho(C_S\Delta)^2|S|^{1/2} \qquad 2.28$$

$$\Delta = (\delta x\delta y\delta z)^{1/3}$$

$$|S| = 2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 - \frac{2}{3}(\nabla.\vec{u})^2 \qquad 2.29$$

La conductivité thermique k_{LES} et la viscosité μ_{LES} sont liées par les relations :

$$k_{LES} = \frac{c_p\mu_{LES}}{\mathbb{Pr}}; \qquad (\rho D)_{LES} = \frac{\mu_{LES}}{Sc} \qquad 2.30$$

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3}\mu\frac{\partial\tilde{u}_k}{\partial x_k} + \mu\left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i}\right) \qquad 2.31$$

$$\bar{\tau}_{u_iu_j} \approx 2C_S\bar{\rho}\Delta^2|\Pi_G|\left(\bar{S}_{ij} - \frac{1}{3}\bar{S}_{kk}\delta_{ij}\right) - \frac{1}{3}2C_1\bar{\rho}\Delta^2|\Pi_G|^2\delta_{ij} \qquad 2.32$$

Avec $S_{ij} = 1\Big/2\left(\left(\partial\tilde{u}_i/\partial x_j\right) + \left(\partial\tilde{u}_j/\partial x_i\right)\right)$ et $\Pi_G = \left(2\tilde{S}_{ij}\tilde{S}_{ij}\right)^{1/2}$ 2.33

L'échelle de longueur est estimée par la taille du filtre LES, c'est à dire par la taille caractéristique de la maille (racine cubique du volume de maille).

Ce modèle à été employé dès les premières LES, et utilisé par la suite dans de nombreuses validations de la LES. C'est le modèle le plus largement implémenté dans les codes LES, mais, il est reconnu que :

– Il est souvent trop dissipatif, d'où son incapacité à rendre compte de la transition turbulente.

- Par construction ν_t est importante dans les zones de cisaillement et à fort gradient. Par conséquence, le modèle de Smagorinsky ne converge pas correctement à la paroi puisqu'il n'y prédit pas la décroissance de la turbulence.

– Il est incapable de rendre compte d'éventuel transfert d'´energie des petites échelles vers les échelles résolues (*back-scattering*), puisque ν_t reste par construction strictement positive

– La constante Cs n'est pas universelle, et doit être réajustée dans certains cas, [32]

♦ **Modèle WALE**

Le modèle de WALE a été développé pour les écoulements internes et se doit ainsi d'obtenir un comportement rigoureux à la paroi.

WALE utilise le modèle de Smagorinsky comme base et le modifie de sorte à obtenir une décroissance de ν_t vers la paroi. Pour cela, le taux de déformation est remplacé par une fonction qui détecte les fortes déformations et rotations et pas le cisaillement des particules comme dans le modèle de Smagorinsky :

$$\nu_t = (C_w \Delta)^2 \frac{\left(s_{ij}^d s_{ij}^d\right)^{3/2}}{\left(S_{ij} S_{ij}\right)^{5/2} + \left(s_{ij}^d s_{ij}^d\right)^{5/4}}, \qquad 2.34$$

Avec :

$$s_{ij}^d = \frac{1}{2}\left(\tilde{g}_{ij}^2 + \tilde{g}_{ji}^2\right) - \frac{1}{3}\tilde{g}_{kk}^2 \delta_{ij}, \qquad 2.35$$

La constante est selon les auteurs, relativement invariante, et ils préconisent après calibration sur des calculs de turbulence homogène isotrope C_w=0,5

d- Modélisation du flux diffusif de sous-maille

Comme pour les flux diffusifs résolu, on fait l'hypothèse de nombre de Schmidt constants. On suppose par ailleurs qu'ils sont tous unitaires :

$$S_{c,k}^t = S_c^t = 1 \quad \forall k \qquad 2.36$$

On définit alors la diffusivité turbulente des espèces :

$$D^t = \frac{\nu_t}{S_c^t} \qquad 2.37$$

Où ν_t est calculé par le modèle de sous-maille des tensions de Reynolds.

e- Modélisation du flux de chaleur de sous-maille

De la même manière que pour le flux résolu, on suppose en sous-maille, un nombre de Prandtl constant : $P_r^t = 0.9$

Ce qui permet de calculer la conductibilité thermique en sous-maille :

$$\lambda_t = \frac{\mu_t C_p}{P_r^t} \qquad 2.38$$

Le flux thermique de sous-maille prend une forme similaire à la part résolue :

$$q' = -\lambda_t \nabla \tilde{T} + \sum_{k=1}^{N} J_k' \, \tilde{h}_{s,k} \qquad 2.39$$

$$\bar{q}_i = -\frac{\mu C_p}{Pr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \qquad 2.40$$

$$\bar{q}_\phi = -\frac{\mu}{Sc_\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \qquad 2.41$$

La méthode L.E.S est actuellement et à 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.

II.2.2.4- Modèles mixtes

Certains outils CFD permettent d'appliquer différents modèles moyennés de turbulence dans différentes parties du domaine. Cette approche permet d'employer un modèle du second ordre près de la source incendie pour laquelle les performances d'un modèle plus simple comme le modèle k-epsilon sont assez limitées et de faire, pour le reste du domaine, les calculs avec un modèle du premier ordre, plus stable numériquement et présentant moins de limitations.

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

II.2.3- Modèles de combustion

II.2.3.1- Modèle de source volumique de chaleur

La méthode la plus simple pour modéliser les conséquences d'un incendie, consiste à employer un modèle de source volumique de chaleur.

Dans ce modèle, le phénomène de combustion n'est en fait pas modélisé. Sont pris en compte seulement les effets thermiques et toxiques qui proviennent de la combustion. Une source de chaleur et de produits toxiques, est imposée dans un volume prédéfini. Les caractéristiques de ce volume, taille et forme, correspondent à la zone de flamme de

l'incendie dans laquelle se produit la combustion. La chaleur et les produits de combustion produits sont répartis uniformément au sein de ce volume. Les valeurs de flux de chaleur et production de produits toxiques proviennent préférentiellement de mesures, ou bien, peuvent être déduits de la connaissance de la composition du combustible et des propriétés des constituants. Il est possible de représenter le développement de l'incendie en faisant varier en fonction du temps les flux de chaleur et de produits de combustion ainsi que le volume au sein duquel ces valeurs sont prescrites. Ceci nécessite, toutefois, de connaître au préalable la cinétique de combustion.

Les résultats dépendent des paramètres d'entrée, et en particulier du volume de la source. Si des relations empiriques ont été établies pour déterminer la hauteur de flamme en fonction de la puissance incendie pour des situations relativement simples, tel un incendie sous un plafond infini, il existe des situations pour lesquelles il est plus difficile de définir au préalable la géométrie de la flamme. C'est le cas, par exemple, lorsque l'incendie est proche de parois, ce qui va modifier l'entraînement d'air frais par la flamme, et donc, son approvisionnement en oxygène, ou lorsque l'incendie est soumis à une ventilation qui va influencer la combustion. Un modèle de source volumique de chaleur n'est alors pas recommandé.

II.2.3.2- Modèles de combustion rapide

D'autres modèles ont été développés pour prédire la distribution de chaleur dans la flamme au lieu de l'imposer uniformément sur un volume prédéfini. Ces modèles sont capables de calculer la distribution de chaleur de la flamme, et donc de prédire la forme et le volume occupés par celle-ci, d'après les conditions de l'écoulement et les quantités respectives de combustible et air présentes qui sont évalués lors du calcul CFD.
Les modèles les plus simples, sont basés sur l'hypothèse que la réaction de combustion se produit instantanément, entre le combustible et l'air dans la limite des concentrations présentes et dans les conditions stoechiométriques. Cette hypothèse est valable lorsque le temps de combustion est très inférieur au temps de la turbulence caractérisant le temps de mélange combustible-comburant.

Le modèle de ce type le plus courant est le modèle '*Eddy-Break-Up'* proposé initialement par Spalding (1971). Il suppose qu'une seule réaction se produit, qu'elle est instantanée et que tout le combustible est oxydé. Il fait intervenir une échelle de temps turbulent qui caractérise le mélange entre le combustible et l'air ambiant. Cette échelle est

calculée d'après l'intensité de la turbulence présente dans l'écoulement et évaluée lors du calcul CFD. C'est ce paramètre qui en fait, gouverne le processus de combustion. Ce modèle est très utilisé pour évaluer les conséquences d'un incendie bien qu'il ne permette pas de quantifier les différents produits de combustion émis. Une équation supplémentaire peut être introduite pour chaque produit de combustion susceptible d'être généré et la quantité produite doit être spécifiée au niveau de la source incendie. Les informations nécessaires doivent provenir si possible de tests expérimentaux ou déduites des propriétés du combustible, [3,4]

II.2.3.3- Modèles de combustion limitée par la cinétique chimique

En réalité, le processus de combustion n'est pas instantané mais il est limité par la cinétique des diverses réactions chimiques qui se produisent et qui sont de plus compétitives entre elles. Aussi, les temps caractéristiques de ces réactions chimiques sont du même ordre de grandeur ou supérieurs au temps caractéristique de turbulence, l'hypothèse de réaction instantanée n'est plus valable.

Plusieurs modèles ont été développés pour essayer de prendre en compte la cinétique chimique des réactions. Le modèle de ce type le plus courant est le modèle dit '*laminar flamelet'*. D'autres modèles, plus sophistiqués, sont en cours de développement mais ne sont pas encore disponibles dans les outils classiques de CFD.[3].

II.2.3.3- Modèles de pyrolyse

Des modèles de pyrolyse permettent de simuler la dégradation thermique et la pyrolyse de combustibles solides ou liquides. Ceux-ci, évaluent les flux thermiques à la surface du combustible en prenant en compte, la conduction de la chaleur au sein du combustible pour en déduire la surface soumise à pyrolyse et le taux de combustible transformé en gaz. Un modèle de combustion décrit plus haut est employé pour prédire la combustion des gaz ainsi formés. La propagation de l'incendie au sein des combustibles solides ou liquides peut ainsi être prédite.

II.2.4- Modèles de transfert radiatif

Vu les températures élevées atteintes par les incendies en milieu confiné, des échanges radiatifs ont lieu entre les sources de radiation que sont principalement le dioxyde de carbone, la vapeur d'eau et les suies, et les receveurs, soit les parois solides, les mélanges de gaz et produits de combustion, et les particules de fumées.

Plusieurs modèle et méthodes permettent d'inclure le rayonnement, avec ou sans milieu participant, dans les simulations de transfert de chaleur, parmi lesquelles on peut citer:

II.2.4.1- Méthode de perte de chaleur

Cette méthode se contente d'éliminer à la source, la fraction de chaleur qui sera perdue par radiation. Celle-ci est généralement estimée à 25-30%. Ainsi, le flux de chaleur émis par l'incendie est fixé à la puissance de l'incendie moins les 25-30% perdus par radiation.

Le plus souvent, la chaleur ainsi transformée par radiation est complètement négligée dans la suite des calculs CFD, c'est-à-dire qu'elle n'est pas transmise aux receveurs. Glynn et al. Ont toutefois essayé d'améliorer ce modèle, en augmentant la température de l'air dans les mailles jouxtant les parois, pour compenser la quantité de chaleur retirée de la source incendie.Et ce, afin de reproduire l'effet des échanges radiatifs entre l'incendie et les parois. malgré tout les effets radiatifs ne sont pas exactement prédits puisque de nombreux paramètres doivent être spécifiés.[7]

II.2.4.2- Méthode par résolution de l'équation de transfert radiatif

L'équation de transfert radiatif pour un milieu absorbant, émettant, et dispersant à la position r s'écrit :

$$\frac{dI(\vec{r},\vec{s})}{ds} + (a+\sigma_s)I(r,s) = an^2\frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi}\int_0^{4\pi} I(\vec{r},\vec{s}')\Phi(\vec{s},\vec{s}')\,d\Omega' \qquad 2.42$$

$(a+\sigma_s)$ est l'épaisseur ou l'opacité optique du milieu. L'indice de réfraction 'n' est important en considérant le rayonnement dans des médias semi-transparents, [33]

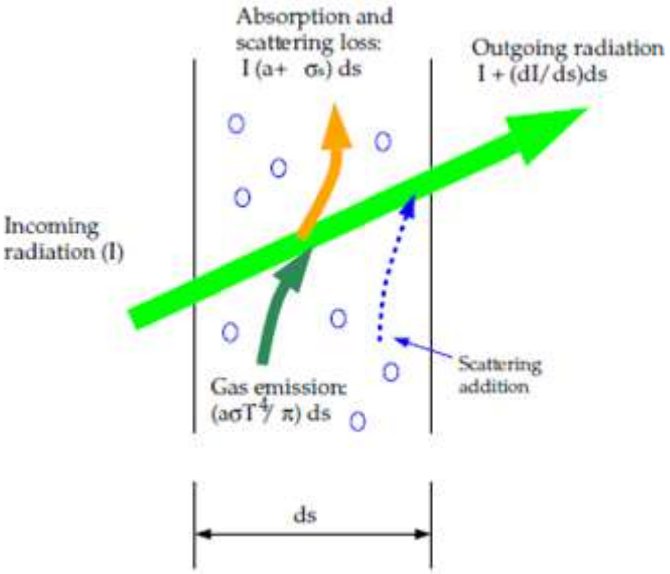


Fig. (II-4) : *Transfert de chaleur radiatif.*

Les modèles de rayonnement DTRM et P-1, Rosseland, et DO (*Discret Ordinates*), exigent le coefficient d'absorption 'a' comme entrée.' a' et le coefficient de dispersion peuvent être des constantes, et « a » peut également être une fonction des concentrations locales de H_2O et CO_2, longueur de trajet, et pression totale, [34].

Le modèle à ordonnées discrète peut modéliser le rayonnement dans des milieux semi-transparents.

L'indice de réfraction n du milieu doit être donné comme partie du calcul pour ce type de problème. Le modèle de Rosseland exige également d'écrire un indice de réfraction, ou adopte la valeur par défaut de 1, [34].

Théorie des modèles de rayonnement de Rosseland

L'approximation de Rosseland ou de diffusion pour le rayonnement est valide quand le milieu est optiquement épais $\left((a+\sigma_s)L\right) \gg 1$, et est recommandée pour l'usage dans les problèmes où l'épaisseur optique est plus grande que 3. Elle peut être dérivée des équations du modèle P-1.

- **Equations du modèle de Rosseland**

Comme avec le modèle P-1, le vecteur de flux de chaleur rayonnante dans un milieu gris peut être rapproché par l'équation :

$$q_r = -\Gamma \nabla G \qquad 2.43$$

Le modèle de rayonnement de Rosseland diffère du modèle P-1 parce que le modèle de Rosseland suppose que l'intensité est celle du corps noir à la température du gaz. (Le modèle P-1 calcul réellement une équation de transport pour le G.)

Ainsi :

$$G = 4\sigma n^2 T \tag{2.44}$$

La substitution de cette valeur à G dans l'équation 2.43 rapporte

$$q_r = -16\sigma\Gamma n^2 T^3 \nabla T \tag{2.45}$$

Puisque le flux de chaleur rayonnante a la même forme que la loi de conduction de Fourier, il est possible d'écrire

$$\begin{aligned} q &= q_c + q_r \\ &= -(k + k_r)\nabla T \end{aligned} \tag{2.46}$$

$$k_r = 16\sigma\Gamma n^2 T^3 \tag{2.47}$$

L'équation 2.47 est employée dans l'équation d'énergie pour calculer le champ de la température.

- **Traitement des conditions aux limites pour le modèle de Rosseland**

Puisque l'approximation de diffusion n'est pas valide prés des murs, il est nécessaire d'employer une condition de température de glissement à la frontière. Le flux de chaleur rayonnante à la frontière de mur, $q_{r,w}$ est défini en utilisant le coefficient de glissement ψ

$$q_{r,w} = -\frac{\sigma\left(T_w^4 - T_g^4\right)}{\psi} \tag{2.48}$$

Le coefficient de glissement ψ est approché par :

$$\psi = \begin{cases} 1/2 & N_w < 0.01 \\ \dfrac{2x^3 + 3x^2 - 12x + 7}{54} & 0.01 \le N_w \le 10 \\ 0 & N_w > 10 \end{cases} \tag{2.49}$$

là où le N_w est le paramètre reliant la conduction au rayonnement du mur :

$$N_w = \frac{k(a+\sigma_s)}{4\sigma T_w^3} \tag{2.50}$$

Et

$$x = log_{10} N_w \qquad 2.51$$

II.2.4.3- Modèles de Monte Carlo

Cette technique émet un nombre de rayons dans des directions relativement arbitraires. Celles-ci, sont suivies jusqu'à ce qu'elles atteignent un obstacle ou bien disparaissent du domaine de calcul. Là encore, la fiabilité des résultats dépendent du nombre de rayons suivis. La méthode de Monte Carlo est la plus flexible et la plus fiable, cependant, c'est la plus coûteuse en temps de calcul. Elle peut être appliquée à tout type de géométrie et tout type de maillage.

Cette méthode donne de bons résultats pour des incendies de petite à moyenne puissance, mais est moins fiable pour de larges incendies. Des modèles plus sophistiqués expriment les propriétés locales d'émission et d'absorption en fonction de la température, de la composition des gaz, en particulier des concentrations en CO, CO_2, CH_4, H_2O qui émettent des radiations à des longueurs d'onde spécifiques et de la concentration en fumées émettant des radiations sur tout le spectre. Ces modèles ne tiennent pas compte, malgré tout, des effets de la turbulence dont les tourbillons peuvent créer localement et sur de courtes durées de fortes émissions de chaleur par rayonnement.[35]

II.2.4.4- Avantages et limitations des différents modèles de rayonnement

Modèle	Avantages	Limitations
DTRM	modèle relativement simple augmente l'exactitude en augmentant le nombre de rayons s'applique à un large éventail d'épaisseurs optiques.	suppose que toutes les surfaces sont diffuses. L'effet de dispersion non inclus. assume le rayonnement gris. incompatible avec le calcul en parallèle
P-1	inclut l'effet de la dispersion fonctionne bien quand l'épaisseur optique est grande appliqué aux géométries compliquées	P-1 suppose que toutes les surfaces sont diffuses assume le rayonnement gris inexactitude si l'épaisseur optique est petite. Surévalue les flux radiatifs provenant des sources de chaleur localisées.
ROSSELAND	Rosseland est plus rapide exige moins de mémoire.	employé seulement pour des milieux optiquement épais Rosseland n'est disponible qu'avec avec le solutionneur **pressure based**

II.2.5- Modèles de transport des fumées

Les fumées sont constituées de gaz chauds toxiques et de particules de suie. La constitution des fumées, la nature et la quantité des produits émis, dépendent des matières combustibles et du mode de combustion.

Elles représentent un réel danger pour plusieurs raisons :

- L'émission de gaz toxiques, en particulier de CO, est la principale cause de mortalité lors d'un incendie ;
- Les gaz irritent les yeux et réduisent la visibilité rendant ainsi plus difficile l'évacuation des personnes ;
- Les fumées chaudes peuvent causer des brûlures ;

Le mouvement des fumées, est en général, suivi en résolvant une équation de transport pour un scalaire passif. Et ce en supposant que les fumées suivent le même trajet que les molécules d'air. Ce sera le cas pour les gaz et les particules de suie de petites tailles. On peut ainsi espérer capturer relativement bien le comportement des particules qui peuvent être inhalées, soit les particules de diamètre inférieur à 5-10 µm. Pour les particules plus grosses, des modèles de suivi lagrangien ont été développés, comme par exemple le modèle proposé par Chow et Yin (2004). Ceux-ci, prédisent les trajectoires individuelles des particules en résolvant une équation de transport lagrangienne pour chaque particule qui prend en compte notamment leur densité contrairement à l'approche de scalaire passif, [4,13,30]

II.2.5.1- Toxicité

L'évaluation de la dose de fumées que reçoit une personne dépend de nombreux facteurs : la concentration des fumées dans l'espace, le temps d'exposition de la personne et le taux d'absorption par les organes de la personne. L'exposition d'une personne dépend donc non seulement de la concentration en fumées dans le bâtiment mais aussi de l'itinéraire de la personne et du temps qu'elle a mis à le parcourir.

Les concentrations en fumées et la température des gaz fournis par la CFD dans tout l'espace permet toutefois d'apprécier le danger et d'évaluer l'efficacité de moyen de prévention et/ou d'intervention : ventilation, confinement de certaines zones, etc…[13].

II.2.5.2- Visibilité

Là aussi un grand nombre de facteurs influencent la visibilité : la concentration, la luminance et clarté des objets, les conditions de luminosité dans l'espace (éclairage électrique

ou naturel, etc…), la distance entre l'individu et l'objet, ainsi que l'acuité visuelle de la personne.

Pour obtenir la visibilité à partir des prédictions CFD de concentration en fumées, idéalement il faut intégrer tous les effets cumulatifs le long des 'lignes de vision'.

Des données expérimentales sur la visibilité ont été collectées. Des corrélations ont été établies permettant de déduire la visibilité des valeurs de concentration, [13].

II.3- Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies pour prendre en compte les évènements qui sont extérieurs au domaine ou qui se produisent à la frontière du domaine mais qui influencent ce qui se passe dedans.

Ainsi, les conditions aux limites pour le calcul d'un incendie incluent :

- Les écoulements d'air, gaz et fumées 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'incendie et d'influencer le mouvement des fumées au sein du bâtiment. Leur influence peut être particulièrement marquée pour un incendie sous-ventilé [13];
- Les transferts de masse, quantité de mouvement et chaleur au niveau des parois. 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.. 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.
- Les évènements qui se déclenchent à l'intérieur du domaine, tels que l'incendie lui-même ou un moyen d'extinction (arroseurs) ou encore la présence de radiateurs.

II.4- Méthodes numériques

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 produit 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 en fumées et gaz 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 instables numériquement ce qui peut rendre l'obtention d'une solution difficile. 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, ce qui est généralement le cas pour un incendie si l'on s'intéresse à la propagation de l'incendie et/ou que l'on souhaite évaluer le temps disponible pour évacuer les occupants. Il s'agit de fixer un pas de temps qui soit compatible avec le maillage et avec les modèles physiques choisis et qui permette de résoudre les mécanismes physiques auxquels on s'intéresse.

Le système algébrique obtenu après discrétisations spatiale et temporelle est énorme et les équations sont fortement couplées. Des méthodes itératives sont alors utilisées pour obtenir une solution. Le 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 suivis, 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, [36].

II.5- Traitement des résultats

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

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

II.6- Principaux outils existants

Il existe des codes CFD dits généraux qui incluent un choix de modèles suffisant pour permettre l'application de ce code à une grande variété de problèmes : aérodynamisme des voitures et avions ; combustion des engins ; dispersion atmosphérique des polluants, incendies en milieux confinés et ouverts. Des outils CFD ont aussi été développés plus spécifiquement pour l'application aux incendies.

Les outils existants sont présentés selon ces deux grandes catégories. Cependant, ceci ne présage en rien de la capacité d'un code à modéliser un incendie.En effet, si un code incendie contient nécessairement des modèles physiques adaptés aux incendies, ceux-ci ne sont pas nécessairement plus nombreux ni plus sophistiqués que ceux inclus dans les codes CFD généraux. Réciproquement, un code incendie peut être appliqué potentiellement à d'autres problèmes bien que son domaine d'application restera sûrement plus limité qu'un code CFD général.

Un code incendie aura été validé pour des scénarios incendie. Un code général pourra l'avoir été, voire même de façon plus complète qu'un code incendie, (Annexe B).

II.7- Sources d'erreur dans des simulations de CFD

La plupart des codes de feu de CFD fonctionnent généralement dans l'ordre suivant : un modèle scientifique de réalité, un modèle mathématique du modèle scientifique, un modèle numérique discret du modèle mathématique continu, un modèle d'application-programme du modèle numérique, et un modèle informatique du modèle d'application. Les erreurs empilent vers le haut car chaque modèle dans cette liste est une approximation à son prédécesseur. En outre, tous les ordinateurs font leurs opérations avec la précision limitée, et le nombre de chiffres significatifs dégénère pendant que des opérations sont effectuées. A terme, les erreurs et les incertitudes s'en trouvent accumulées.

Globalement, Le CFD peut être considéré comme une composition de deux types de modèles : un modèle conceptuel et un modèle automatisé. Le modèle conceptuel est dérivé des théories fondamentales de la dynamique des fluides, en analysant et en observant le système physique. Elles sont présentées sous forme d'équations mathématiques avec des états initial et de frontière. Le modèle automatisé est la version informatique du modèle conceptuel et utilise des techniques numériques et mathématiques discrètes afin de faciliter une solution au problème réel modelé. Par définition, le modèle de CFD est un outil de simulation, les résultats de telles simulations ne peuvent pas être réels. Cependant, le code de CFD peut être

considéré comme une méthode fiable ou acceptable si la solution numérique produite par elle peut présenter la réalité dans une exactitude donnée sous la limite de son applicabilité. En d'autres termes, l'exactitude et la limite de l'applicabilité du code de CFD sont des données essentielles à déterminer.

Conclusion

Dans ce chapitre on a revu d'une façon détaillé les différents modèles physiques qu'on peut rencontrer lors d'un incendie en milieu confiné.

On s'est particulièrement intéressé sur les modèles de turbulence pour lesquels on a exposé les différentes étapes de la méthode LES, sans faire l'impasse sur les modèles de rayonnement très présent dans ces cas de configuration

Le succès de l'introduction de moyen de simulation dans l'étude des incendies en milieux confinés tient tant à l'amélioration de la qualité des modèles et de leur capacité prédictive qu'à l'augmentation des capacités de calcul.

Chapitre III

Méthodes Numériques Utilisées

Dans ce chapitre, on s'intéresse aux méthodes numériques utilisées pour résoudre notre problème d'incendie dans un local. Nous commencerons par la présentation du code de calcul FLUENT CFD utilisé pour la résolution du système d'équations. La méthode des volumes finis et les schémas de discrétisation sont brièvement présentés.

III.1- Présentation du code de calcul FLUENT

Pour réaliser nos simulations, le choix s'est porté sur le code de calcul commercial FLUENT que nous présentons dans cette partie, [34].

Comme tout logiciel de CFD, il est composé de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le postprocesseur.

- La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur Gambit. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine et de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi, et essentiellement, la possibilité de discrétiser le domaine en proposant plusieurs algorithmes de maillage, suivant la géométrie

- Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires dans laquelle est effectuée la simulation, en plus de la spécification des conditions aux limites. Il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et le choix du schéma de couplage vitesse-pression. Il offre également une interface qui permet de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

- Le postprocesseur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout, d'afficher les résultats obtenus. Ainsi, il est possible de visualiser les champs de pression, de turbulence et toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi

la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire des particules.

Pour toutes ces raisons susmentionnées, outre le fait que le code FLUENT offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation, ont motivé notre choix pour l'utilisation de ce logiciel.

III.2- Cas de référence : description du modèle

Le modèle physique considéré représente un compartiment mono-pièce (parallélépipède) comportant une entré d'air libre (en vert) ; une sortie d'air à débit constant (représenté par une fenêtre en bleu) et une source de chaleur volumétrique (cylindre rouge) ; La chaleur produite par cette source de chaleur est transférée au gaz environnant (air) et aux surfaces des murs, plafond et plancher par rayonnement thermique, convection de chaleur et conduction.

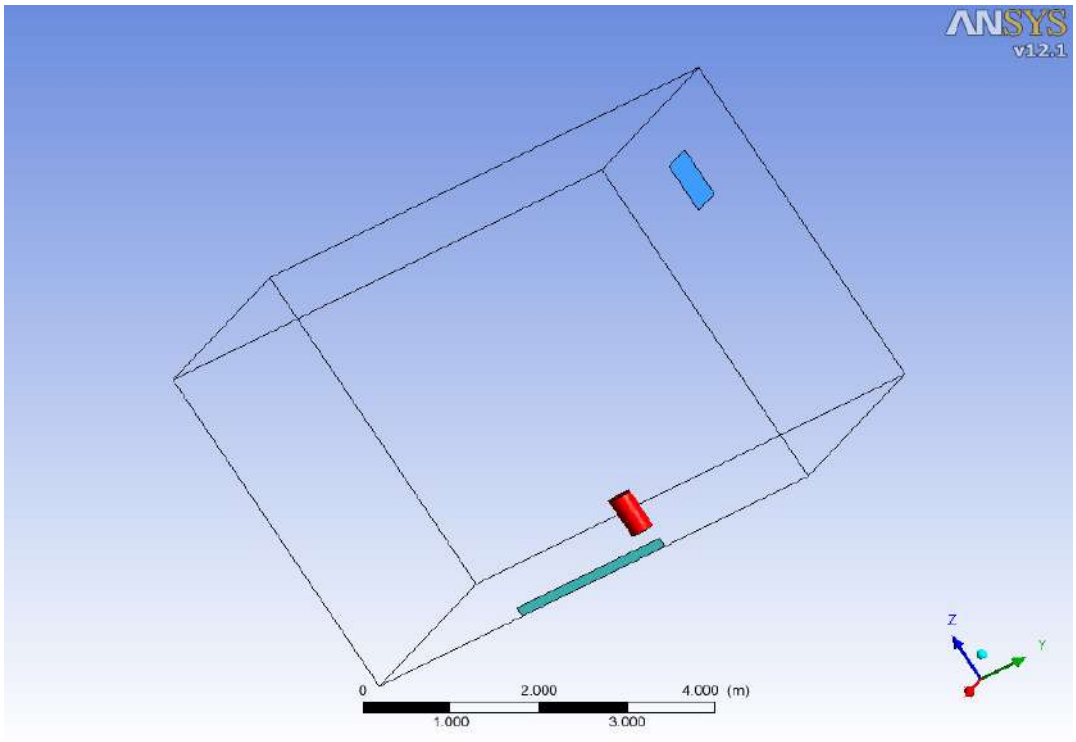


Fig.(III.1): *Représentation schématique du domaine physique.*

Dans le cas réel (expérimental) la source de chaleur est un fût rempli de propane dans lequel a été initié la combustion, mais pour les besoins de notre étude, seule l'énergie dégagée est prise en compte, sans se soucier de la cinétique de combustion.

La source de chaleur, est considérée de forme cylindrique de 28 cm de diamètre et de 50 cm de hauteur, fournissant une puissance totale de 400 kW, ce qui équivaut à une puissance volumétrique de $1.3*10^{+7}$ W/m^3

Propriétés	Plancher	Murs	plafond
Densité ρ (kg.m^{-3})	1440	1440	1920
Conductivité λ(Wm^{-1}K^{-1})	0.39	0.39	0.63
Capacité calorifique c_p(Jkg^{-1}K^{-1})	1000	1000	1000
Epaisseur δ(m)	0.5	0.1	0.1
émissivité	0.95	0.95	0.95

Tableau (III-1) : *Propriétés thermodynamiques des cloisons constituant la frontière.*

III.3- Construction du modèle par Gambit

Le logiciel et préprocesseur Gambit est un mailleur 2D/3D qui génère des fichiers *.msh pour FLUENT.

Gambit regroupe trois fonctions principales :

- définition de la géométrie du problème ;
- le maillage et sa vérification ;
- la définition des frontières et définitions des domaines de calculs.

Techniquement il n'existe pas de règles précises pour la génération d'un maillage parfait. Cependant, différentes approches permettent d'obtenir une grille acceptable. Ces approches reposent sur l'un ou l'autre des objectifs, ci-après:

- Le maintien d'une bonne qualité des éléments ;

- L'obtention d'une bonne résolution dans les régions à forts gradients

- L'obtention d'un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier

- L'optimisation du nombre total des éléments.

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et significatif.

Un plus grand nombre d'éléments de maillage améliore, certes, la précision des calculs, mais, accapare énormément de ressources informatiques en terme d'allocation mémoire et alourdit le système. Par voie de conséquence, un compromis entre précision et temps de calcul s'impose.

Pour ce faire, on affine le maillage dans des zones bien précises et on recourt aux éléments hexaédriques dans les zones adéquates.

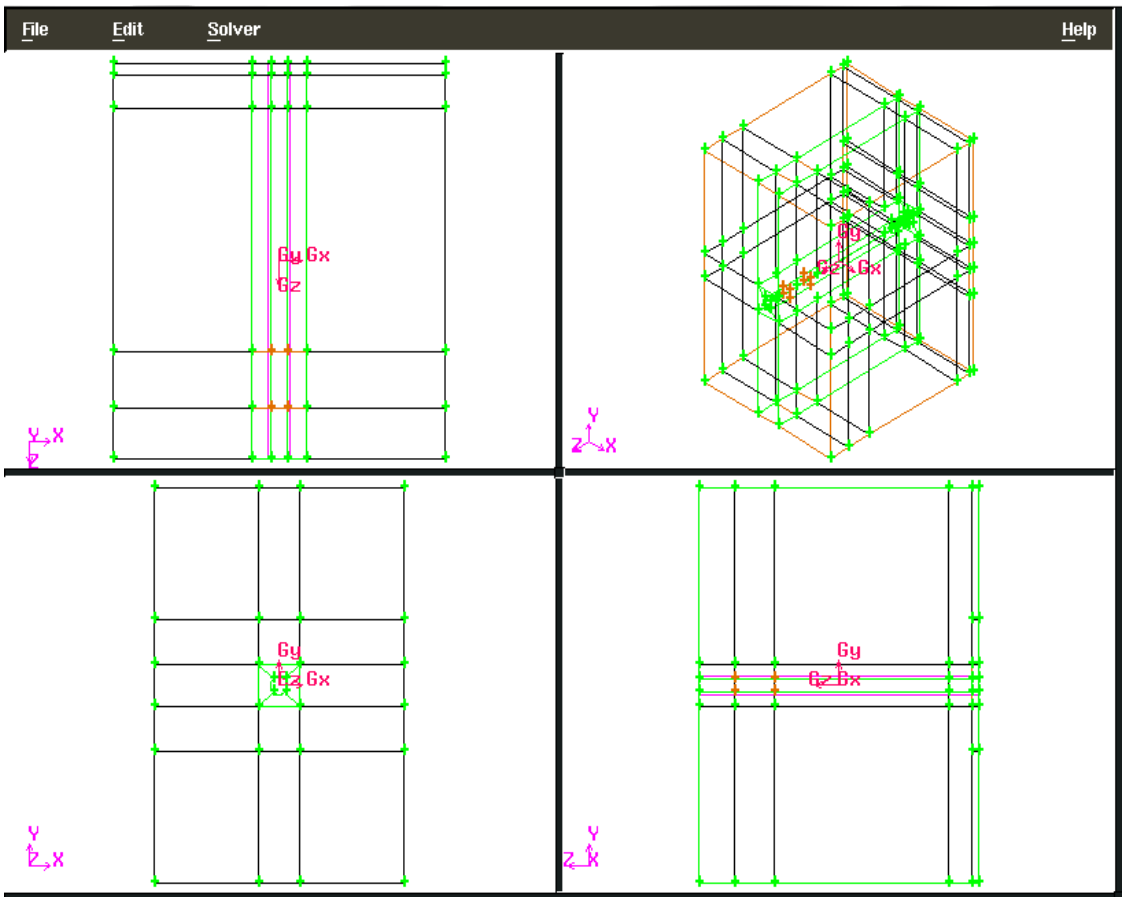


Fig.(III.2) : *Découpage en bloques de la géométrie considérée.*

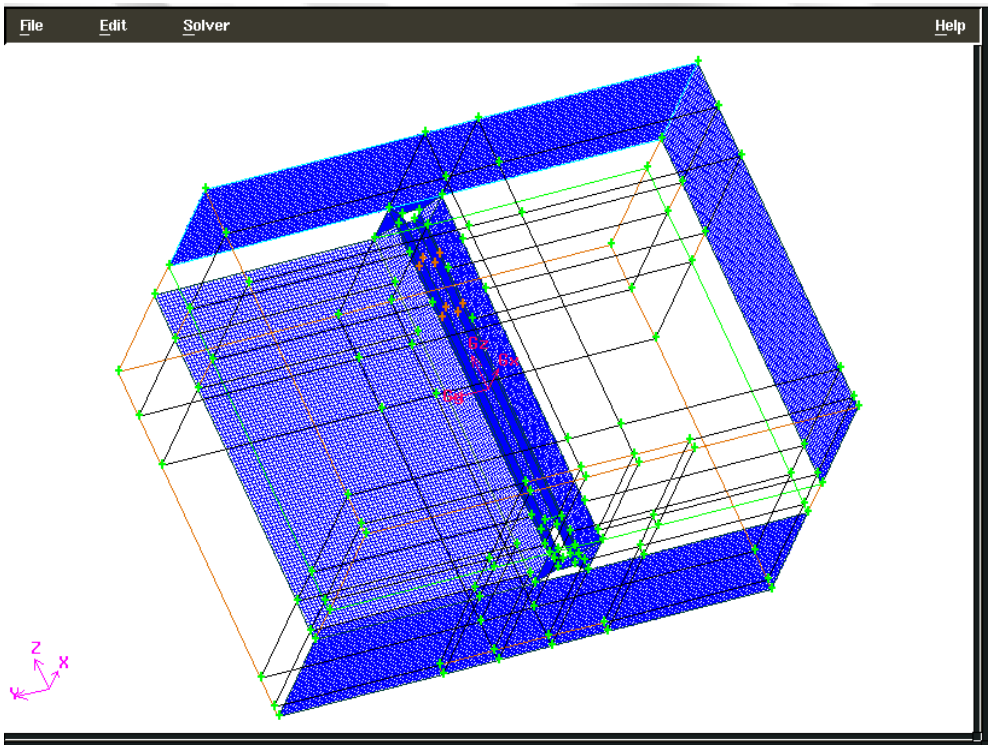


Fig.(III.3) : *Représentation de quelques surfaces maillées.*

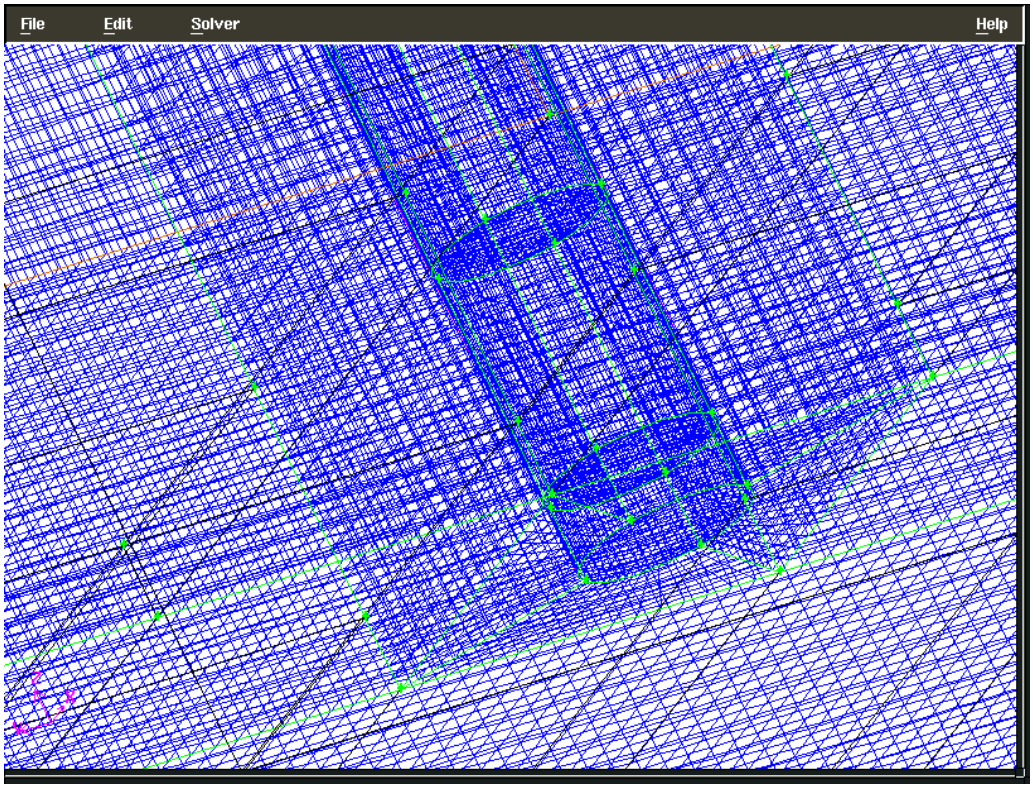


Fig.(III.4) : *Raffinement du maillage prés de la source de chaleur.*

La précision et la stabilité du calcul numérique dépendent fortement de la qualité du maillage. Ainsi, les attributs tels que la distribution des nœuds, la nature lisse et l'obliquité des cellules sont très importants. Sous Gambit, la mesure de l'obliquité équiangle est normalisée comme suit : [34].

$$Q_E = max\left\{\frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}}\right\} \qquad 3.1$$

θ_{eq} est de 60° pour une cellule triangulaire et 90° pour une cellule quadrilatérale.

En outre, et afin de ne pas impacter négativement la précision et la stabilité, nous avons convenu qu'aucun passage de l'écoulement ne doit être représenté par moins de cinq cellules. Par ailleurs, le maillage que nous avons conçu, reposait sur des cellules, dont les tailles variaient progressivement de façon à s'affranchir des erreurs de troncature, car un changement rapide de volume de deux cellules adjacentes produit d'importantes erreurs de troncature (différence entres les dérivées partielles des équations gouvernantes et leurs approximations discrètes).

III.4- Conditions aux limites

La figure Fig.(III-5) représente le domaine de calcul utilisé dans notre simulation. Ce domaine inclut une entré d'air libre (à la pression atmosphérique), une sortie d'air généré par un extracteur d'air à débit constant :

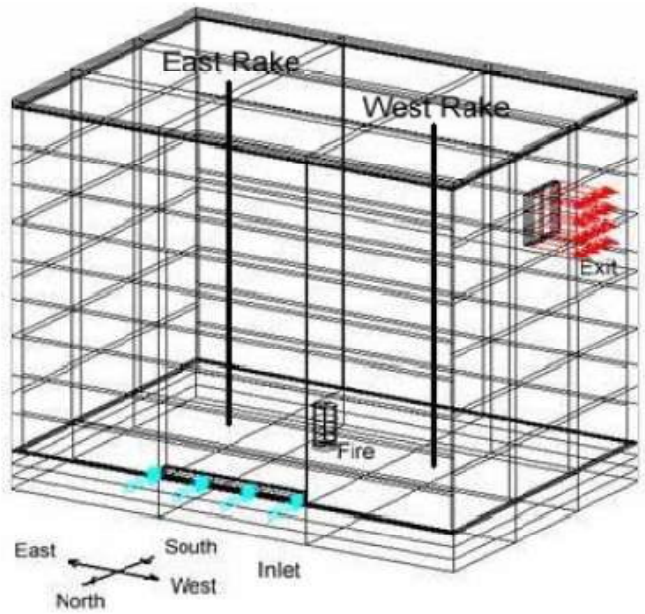


Fig.(III-5) : *Présentation des conditions aux limites.*

a- Condition de sortie d'air

- ✓ Composantes du vecteur vitesse,
- ✓ Température pour le calcul de l'équation d'énergie,
- ✓ Paramètres de turbulence,
- ✓ Paramètres du rayonnement.

b- Condition d'entrée libre d'air

- ✓ Pression totale,
- ✓ Température totale,
- ✓ Pression statique,
- ✓ Direction du flux,
- ✓ Paramètres de turbulences,
- ✓ Paramètres du rayonnement.

c- Caractéristiques thermomécanique du mûr

- ✓ Flux de chaleur ou température fixe à l'extérieur ou transfert de chaleur convectif ou rayonnement externe,
- ✓ Condition de Newman (murs cloison)

$$q = h_f(T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext}(T_{ext} - T_w) \qquad 3.2$$

- ✓ Condition de Dirichlet (murs plancher)

$$q = h_f(T_w - T_f) + q_{rad} \qquad 3.3$$

- ✓ Contraintes mécaniques,
- ✓ Rugosité des murs à l'intérieur
- ✓ Paramètres de rayonnement interne; émissivité, absorption, diffraction.

d- Condition source de chaleur

Elle est définie comme étant une source volumétrique (terme S_h) :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla.\left(\vec{v}(\rho E + p)\right) = \nabla.\left(k_{eff}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \left(\bar{\tau}_{eff}.\vec{v}\right)\right) + S_h \qquad 3.4$$

III.5- Considérations particulières près des parois

La zone proche des parois peut être divisée en trois zones :

- Celle la plus proche du mur est appelée sous couche visqueuse. L'écoulement y est laminaire et la viscosité moléculaire joue un rôle important ;
- La couche extérieure est appelée couche pleinement turbulente ;
- Enfin, la couche intermédiaire au sein de laquelle les effets de la viscosité moléculaire et de turbulence sont d'égales importances.[31]

Pour caractériser l'écoulement près des parois, on définit la vitesse de frottement

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho}\right)^{1/2} \quad 3.5$$

Et les grandeurs adimensionnelles

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad 3.6$$

Et

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad 3.7$$

La relation $u^+ = f(y^+)$ définit la loi de la paroi.

- Dans la sous-couche visqueuse ($y^+<5$), il est supposé que la contrainte de cisaillement est constante et environ égale à la contrainte τ_ω , soit :

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \equiv \tau_\omega \quad 3.8$$

On déduit donc pour cette zone que :

$$u^+ = y^+ \quad 3.9$$

- Dans la zone la plus éloignée de la paroi ($30<y^+<500$), la contrainte de cisaillement τ_ω varie lentement avec la distance y par rapport au mur, et la loi de paroi est :

$$u^+ = \frac{1}{\kappa}\ln(Ey^+) \quad 3.10$$

- Dans la zone intermédiaire, dite zone tampon, les effets de viscosité moléculaire et de turbulence sont d'égales importances. On définit une fonction qui assure la continuité entre les lois de la sous-couche visqueuse et la région à loi logarithmique, qui s'écrit :

$$u^+ = \frac{1}{0.2}\ln y^+ - C_1 \qquad 3.11$$

Dans les simulations où la couche limite est définie, il est nécessaire de considérer la croissance réduite des petites structures dans les régions proches de la paroi. Dans le cas des modèles non dynamiques, par exemple Smagorinsky, ce phénomène peut être pris en compte par l'utilisation de fonctions d'amortissement, qui ont pour effet de réduire artificiellement la longueur caractéristique Δ dans l'expression de la viscosité de sous-maille. Cette réduction artificielle, est réalisée dans le modèle de Smagorinsky-Lilly par décroissance de l'échelle de longueur en fonction de la distance à la paroi, d.

La viscosité de sous-maille s'écrit alors, d'après [32] :

$$\mu_{sgs} = \bar{\rho} C_s \Delta \left|\tilde{S}\right| \;\; et \; C_s = min[0.42d; 0.1\Delta] \qquad 3.12$$

D'autres modèles sont, quant à eux, basés sur un amortissement de type Van Driest (1951) :

$$\mu_{sgs} = \bar{\rho} C_s \left[\Delta\left(1 - exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right)\right)\right]^2 \left|\tilde{S}\right| \quad avec \; A^+ = 25 \qquad 3.13$$

Tandis que Piomelli utilise un amortissement plus raide pour limiter davantage la dissipation de sous-maille en proche paroi, [32,37].

$$\mu_{sgs} = \bar{\rho} C_s \Delta^2 \left[1 - exp\left(-\left(\frac{y^+}{A^+}\right)^3\right)\right]\left|\tilde{S}\right| \quad avec \; A^+ = 25 \qquad 3.14$$

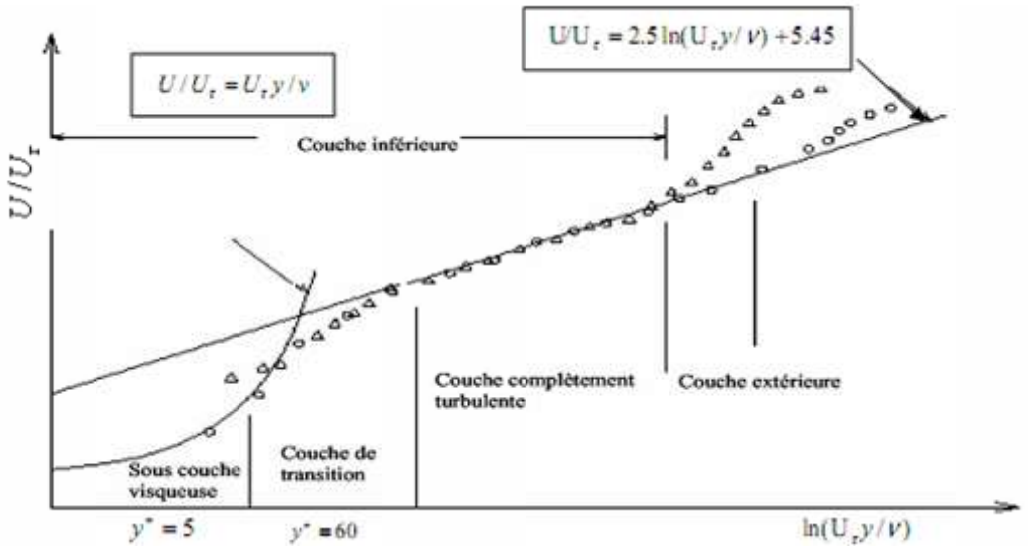


Fig.(III-6) : *Subdivision de la couche prés de la paroi.*

III.6- Discrétisation

Le code de calcul Fluent utilise la méthode des volumes finis. Cette méthode convertit une équation de transport scalaire générale en équation algébrique qui peut être résolue numériquement. Il en est de même pour les équations de quantité de mouvement, d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente. Cette technique de volume de contrôle est très répandue en mécanique des fluides tridimensionnelle. Son atout est son conservatisme, c'est-à-dire, que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin. Par exemple, pour l'équation de transport celà consiste à l'intégrer pour chaque volume de contrôle, donnant une équation discrète qui exprime la loi de conservation.

Ainsi l'équation générale :

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \emptyset \vec{v}.d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla_\emptyset . \mathrm{d}\vec{\mathrm{A}} + \int_{\mathrm{V}} \mathrm{S}_\emptyset \, \mathrm{dV} \qquad 3.15$$

est appliquée à tous les volumes de contrôle du domaine de calcul sous forme algébrique :

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f v_f \, \phi_f . A_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla_{\phi f} . A_f + S_\phi V \qquad 3.16$$

III.6.1- Principe de discrétisation en maillage structuré

La méthode des volumes finis est bien adaptée à la résolution des équations de conservation (et donc de l'´equation de Navier-Stokes) car elle permet de conserver localement la masse (*i.e.* sur chaque volume de contrôle). Afin d'écrire les équations à résoudre en formulation VDF, il faut définir les volumes de contrôle pour la résolution de l'équation de continuité, de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de transport d'un scalaire passif.

Soit V un volume de contrôle pour la conservation de la quantité de mouvement, W un volume de contrôle pour la conservation de la masse, et K un volume de contrôle pour le transport de scalaire. On note, $\partial V, \partial W \; et \; \partial K$ leurs contours respectifs.

En intégrant les équations 3.15 sur leurs volumes de contrôle respectifs, on obtient :

$$\int_V \frac{\partial \overline{u_\iota}}{\partial t} dv + \int \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{u}_j \overline{u_\iota} \right) dv = - \int_V \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} dv + \int_V \frac{\partial}{\partial x_j} \left(2(\nu + \nu_t) \bar{S}_{ij} \right) dv \qquad 3.17$$

$$\int_W \frac{\partial u_i}{\partial x_i} dv = 0 \qquad 3.18$$

$$\int_K \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} dv + \int_K \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{u}_i \bar{T}) dv = \int_K \frac{\partial}{\partial x_i}\left((\alpha_f + \alpha_t)\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i}\right) dv \qquad 3.19$$

D'après le théorème d'Ostrogradski, les intégrales de volumes (invariants dans le temps) peuvent se transformer en intégrales surfaciques et donner l'expression finale des équations à résoudre :

$$\int_V \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} dV + \int_{\partial V} \bar{u}_j \, \bar{u}_i n_j dS = -\int_V \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} dV + \int_{\partial V} 2(\nu + \nu_t)\bar{S}_{ij} n_j dS \qquad 3.20$$

$$\int_{\partial W} u_i \, n_i dS = 0 \qquad 3.21$$

$$\int_K \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} dK + \int_{\partial K} \bar{u}_i \bar{T} n_j \, dS = \int_{\partial K} (\alpha_f + \alpha_t)\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} n_i dS \qquad 3.22$$

La résolution des équations (3.20), (3.21) et (3.22) nous donne les champs solution de notre problème : $(\vec{\bar{u}}, p, \bar{T})$.

La méthode des volumes finis utilisée ici, s'appuie sur une évaluation des gradients par différences finies. Sur un maillage structuré orthogonal, les éléments sont des parallélépipèdes rectangles tridimentionnels. Le maillage repose sur une grille décalée des variables : les composantes de vitesse sont localisées au centre des faces qui leur sont perpendiculaires et les champs scalaires (pression et température) sont discrétisés au centre de gravité des éléments Fig. (III.7). L'approche décalée à été introduite dans les années 1960 afin de palier aux problèmes de convergence et d'oscillations inhérents à des approches colocalisées, donnant ainsi un fort couplage entre le champ de pression et la vitesse, [38].

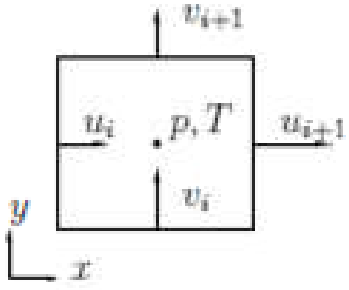


Fig.(III-7) : *Description de la discrétisation décalée.*

Sur un maillage décalé, plusieurs volumes de contrôle doivent être définis Fig. (III.8) :
– un volume de contrôle pour résoudre l'équation de continuité (*W*) et l'équation de température (*K*), qui correspond à l'élément lui-même (hachuré) ;
– un volume de contrôle par composante de vitesse, pour résoudre l'équation de quantité de mouvement (*V*) (ombré).

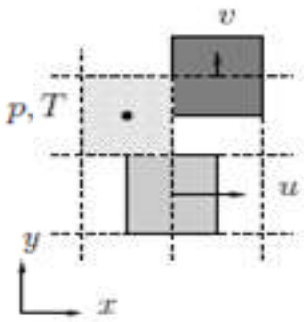


Fig.(III-8) : *Description des volumes de contrôle en 2D.*

III.6.2- Schémas de convection

Les schémas de convection généralement utilisés en LES pour le calcule des termes convectifs dans les équations 3.20 et 3.22 doivent être peu diffusifs et peu dispersifs. En effet, en choisissant de tenir compte des effets de sous-maille par une modélisation adéquate, on espère que les effets diffusifs associés aux schémas numériques ne soient pas prépondérants et masquent la part de modélisation. De même, certaines contraintes physiques liées aux conditions aux limites d'un calcul doivent être respectées, comme par exemple un champ de températures dans l'´ecoulement compris entre les minima et maxima imposés au calcul. Dans ce cadre là, il sera fait appel à des schémas centrés pour l'´equation 3.20 de la dynamique et à un schéma de type décentré d'ordre élevé pour le transport du scalaire, équation3.22.

III.6.3- Schémas temporels

L'avancée en temps des équations 3.20, 3.21 et 3.22 se fait par l'intermédiaire de la dérivée temporelle du terme instationnaire présent dans le membre de gauche. Cette dérivée temporelle peut être évaluée avec différents ordres de précision. Les simulations de type RANS stationnaire nécessitant uniquement une avancée temporelle pour arriver à convergence du calcul, les schémas utilisés peuvent être implicites et avancer avec de grands

pas de temps. La diffusion du schéma temporel importe peu, et sa stabilité n'est pas à priori compromise du fait de l'approche RANS, qui par définition stabilise déjà l'écoulement.

En revanche, la résolution numérique d'écoulements turbulents par une approche LES nécessite des schémas de temps robustes et peu diffusifs afin de conserver l'énergie cinétique, ne devant être dissipée que par les échelles dissipatives éventuellement résolues ou par l'action du modèle de sous-maille, [38]

Schéma de Runge-Kutta d'ordre 3

En cherchant à résoudre l'équation suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = f(u) \qquad 3.23$$

Les avancées successives jusqu'au temps n+1 (en partant du temps n) passant par les deux étapes intermédiaires * et ** sont définies par :

$$u^{*} = u^{n} + b_1 \Delta t f(u^{n})$$
$$u^{**} = u^{*} + b_2 \Delta t [f(u^{*}) + a_1 f(u^{n})]$$

$$u^{n+1} = u^{n} + \Delta t \left[\frac{1}{6} f(u^{n}) + \frac{3}{10} f(u^{*}) + \frac{8}{15} f(u^{**})\right] \qquad 3.24$$

Avec :

$$b_1 = {}^{1}/_{3}, b_2 = {}^{15}/_{16} \ \ et \ a_1 = -{}^{5}/_{9}$$

Cette méthode nécessitant deux sous-itérations présente les avantages d'être du troisième ordre et d'être très robuste.[36]

III.7- Contraintes numériques liées à la L.E.S

La Simulation de Grandes Echelles d'écoulements turbulents instationnaires nécessite l'emploi de méthodes numériques adaptées permettant de conserver l'énergie cinétique contenue dans les échelles résolues. On préfère donc en général des méthodes conservatives et non dispersives, ceci afin de respecter les principes fondamentaux de la physique traitée, mais aussi de retranscrire au mieux les effets des modélisations introduites de façon à ne pas masquer leur effet. Les méthodes numériques les plus recommandées sont généralement d'ordres élevés afin de répondre aux exigences citées plus haut. C'est donc naturellement que l'approche structurée s'impose dans la mise en œuvre de simulations de références permettant

l'utilisation de schémas numériques d'ordre élevé (supérieur à 2) ainsi que des modèles sous-maille sophistiqués (Lagrangien, Eulérien).

III.8- Calcul parallèle

Le calcul parallèle consiste en l'exécution d'un traitement pouvant être partitionné en tâches élémentaires adaptées afin que ledit traitement puisse être fractionné entre plusieurs unités (cores, processeur(s) ou même ordinateurs) opérant simultanément pour un traitement plus rapide des problèmes complexes comparativement à une exécution séquentielle. Le code Fluent est parallélisé et permet donc de calculer une solution en utilisant des procédés multiples qui peuvent être exécutés sur un même ordinateur, ou sur différents ordinateurs dans un réseau.

Le calcul parallèle en Fluent implique une interaction entre Fluent, un serveur « host » et un ensemble de calculateurs appelés nœuds. Cette interaction est assurée par un utilitaire appelé « Cortex » qui gère l'interface de fluent et les fonctions graphiques de base. Fluent en calcul parallèle, divise la grille et des données en plusieurs partitions, puis assigne chaque partition de la grille à un nœud.

Le nombre de partitions est un multiple du nombre des nœuds de calcul disponibles (par exemple, 8 partitions pour 8 nœuds de calcul). Le processus de calcul peut être exécuté sur un ordinateur massivement parallèle, une station de travail multiprocesseurs, ou un cluster réseau d'ordinateurs. En augmentant le nombre de nœuds de calcul, le temps d'exécution de la solution diminue. Toutefois, l'efficacité diminue en parallèle lorsqu'on augmente le taux d'interaction de calcul.

FLUENT utilise un serveur qui ne contient pas toutes les données de la grille. Il interprète uniquement les commandes du cortex. Le serveur distribue les commandes pour les autres nœuds de calcul via un socket d'interconnexion à un unique nœud de calcul appelée Nœud-0 de calcul (Fig.III.9), [34].

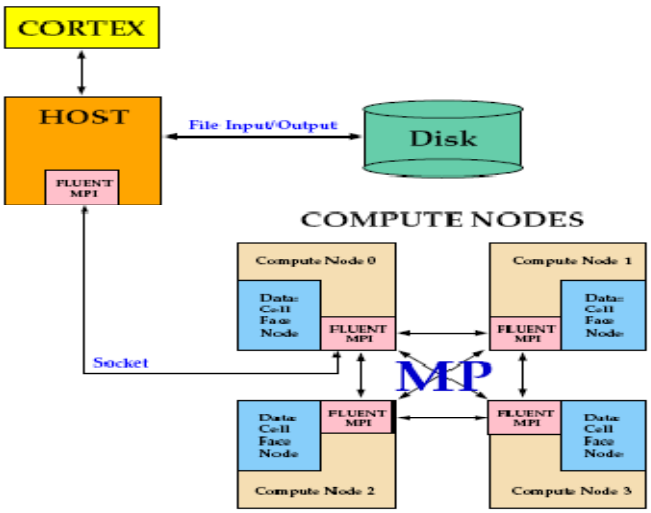


Fig.(III-9) : *Architecture du calcul parallèle en Fluent.*

Le nœud-0 est chargé de distribuer les commandes aux autres nœuds de calcul. Chaque nœud de calcul exécute simultanément le même programme sur son propre ensemble de données. La communication des nœuds de calcul au serveur n'est possible que par le nœud-0 et seulement quand tous les nœuds de calcul ont synchronisé les uns avec les autres.

Chaque nœud de calcul est pratiquement relié à tous les autres nœuds de calcul, et s'appuie sur la communication d'inter-processeurs pour remplir de telles fonctions comme envoyer et recevoir des tableaux, la synchronisation, et l'exécution d'opérations globales (telles que les sommations sur toutes les cellules).

La communication inter-processeurs est gérée par une bibliothèque de passage de message (*message-passing library*). Par exemple, on peut citer le passeur de message standard « MPI » (*Message Passing Interface* (MPI) standard).

Dans notre cas de figure, le maillage a été scindé en 8 partitions pour un total de 3515180 volumes de contrôle

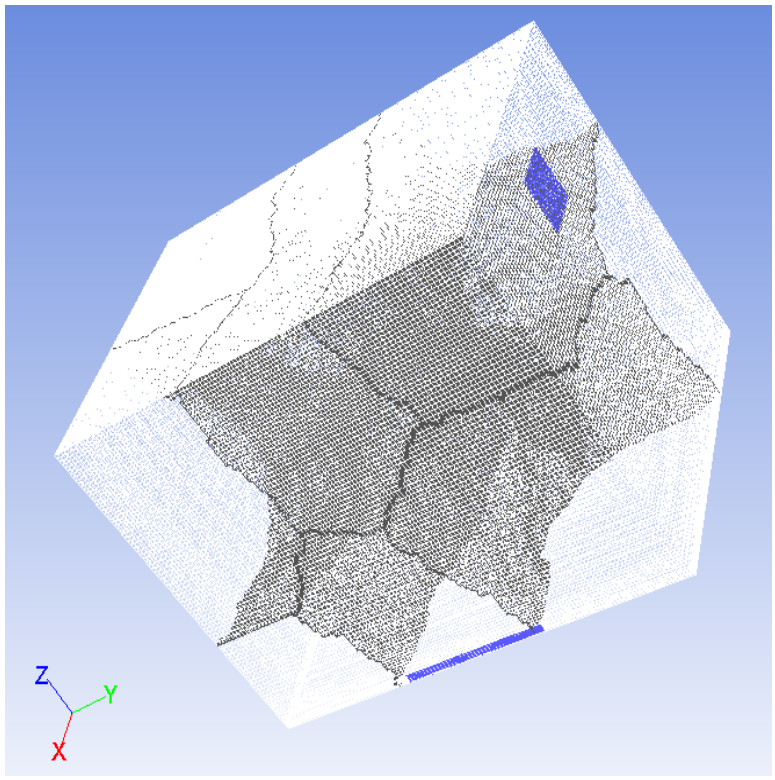


Fig.(III-10) : *Huit partitions de fluent adopté pour notre cas de figure.*

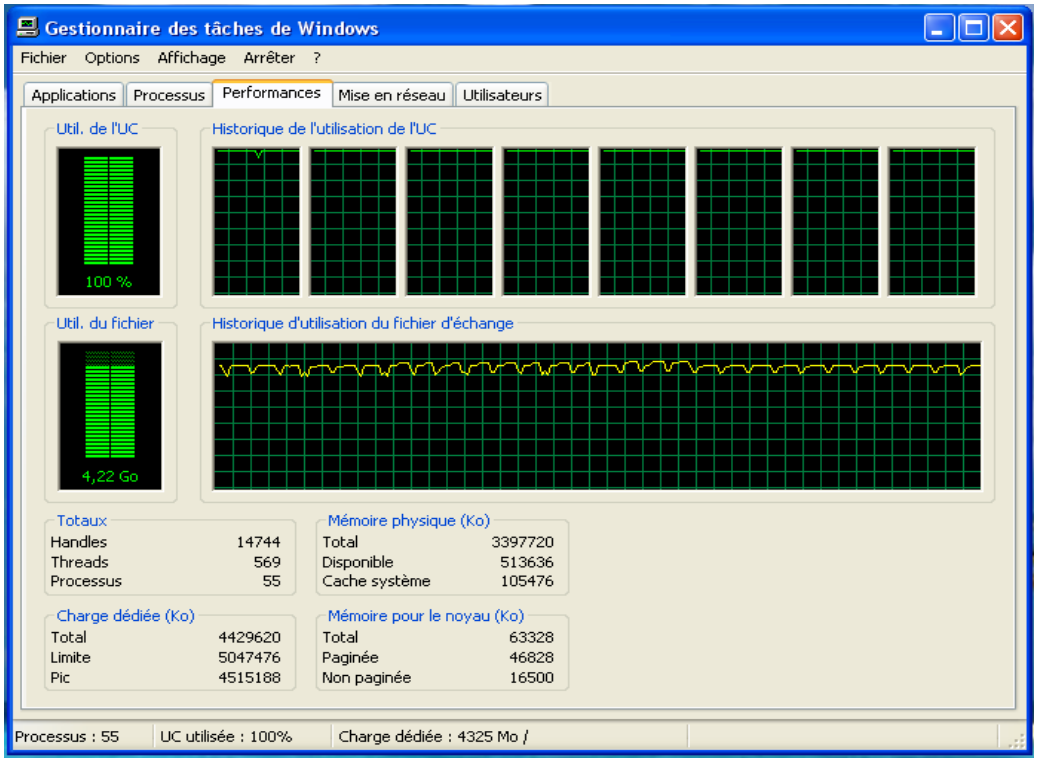


Fig.(III-11) : *Visualisation des performances des 8 processeurs en parallèle.*

III.9- Implémentation du modèle et exécution de la solution

Avant d'entamer une simulation en régime transitoire on procède à une simulation préliminaire dynamique stationnaire (sans résoudre l'équation d'énergie) afin d'établir le champ d'écoulement sans apport d'énergie. Ensuite, on procède à la résolution de l'équation d'énergie en régime transitoire mais en choisissant un schéma d'ordre inférieur pour la résolution des équations de la turbulence pour ensuite affiner les résultats par un schéma d'ordre supérieur (k-ω) où LES.

Pour la définition du terme source de chaleur, on fait progresser la puissance dégagée par cette source par une fonction en escalier jusqu'à atteindre la valeur nominale après 30 seconde de simulation.

Quand au pas du temps choisi, il varie selon le modèle choisi afin d'obéir aux critères de stabilité (voir ci-dessous).

Ainsi, une différence notable a été constatée entre le modèle (k-ω) et LES (environ $1/10^{éme}$).

La constante de Smagorinsky, Cs dans la simulation LES, dépend de l'écoulement. Pour notre cas de configuration, Cs peut être comprise entre 0.14 et 0.18. [40-44].

Pour obéir au critère de CFL on doit avoir :

$$\delta t.max\left(\frac{|u_{ijk}|}{\delta x},\frac{|v_{ijk}|}{\delta y},\frac{|w_{ijk}|}{\delta z}\right)<1 \qquad 3.25$$

On remarque une nette différence entre le maillage grossier utilisé pour la simulation (k-ω) (CFL compris entre 1 et 12) et le second maillage plus fin pour la simulation LES (CFL proche de l'unité)

- ✓ ***Pas de temps de stabilité***

Le pas de temps de stabilité Δt correspond au pas de temps physique d'avancée temporelle tel que sa valeur soit inférieure au critère de stabilité associé aux différents termes des équations à résoudre.

Dans le cas de calculs turbulents, anisothermes et couplés avec un solide, 4 pas de temps de stabilité doivent être définis.

✓ ***Pas de temps de stabilité de convection***

Il est défini de telle sorte que le fluide ne traverse pas plus d'une maille de calcul par pas de temps. Cela correspond à la condition de Courant-Friedrich-Lewy($CFL = 1$). On peut écrire cette condition, par :

$$\Delta t_{cv} = min_{/\Omega}\left(\frac{V}{\Phi}\right) \quad 3.26$$

✓ ***Pas de temps de stabilité de diffusion***

Il est défini pour chacun des trois termes diffusifs traités :

- Diffusion due à la viscosité totale,
- diffusion due à la diffusivité totale dans le fluide
- diffusion dans le solide.

Ces trois termes de diffusion ont leurs pas de temps de stabilité propres qui s'écrivent respectivement :

$$\Delta t_{\nu} = min_{/\Omega}\left(\frac{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}{2(\nu + \nu_t)}\right) \quad 3.27$$

$$\Delta t_{\alpha f} = min_{/\Omega}\left(\frac{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}{2(\alpha_f + \alpha_t)}\right) \quad 3.28$$

$$\Delta t_{\alpha_s} = min_{/\Omega}\left(\frac{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}{2\alpha_s}\right) \quad 3.29$$

Au final, le pas de temps global utilisé pour le calcul couplé fluide/solide est donné par le pas de temps minimum de stabilité de chaque équation :

$$\Delta t = min(\Delta t_{flu}; \Delta t_{scal}; \Delta t_{\alpha x}) \quad 3.30$$

Avec :

$$\frac{1}{\Delta t_{flu}} = \frac{1}{\Delta t_{cv}} + \frac{1}{\Delta t_{\nu}} \quad 3.31$$

et :

$$\frac{1}{\Delta t_{scal}} = \frac{1}{\Delta t_{cv}} + \frac{1}{\Delta t_{\alpha_f}} \quad 3.32$$

✓ **Sous-relaxation**

Afin de contrôler et réduire le changement produit durant chaque itération d'une variable de l'écoulement ϕ, on agit sur les facteurs de relaxation comme suit :

$$\begin{cases} \phi = \phi_{anc} + \alpha\Delta\phi \\ \Delta\phi = \phi_{calc} - \phi_{anc} \end{cases} \quad 3.33$$

Il n'y a pas de règles précises pour la détermination de la valeur de sous-relaxation mais si on note qu'en cours de calcul les résidus commencent à s'amplifier, il est préférable de réduire sa valeur. Par contre, si on observe une convergence très lente mais sûre, là, on pourra l'augmenter prudemment, particulièrement le facteur de relaxation lié à l'équation de continuité.

✓ **Convergence**

Les résidus sont calculés à partir de la correction des variables, pression, vitesse, température, ….variables du problème entre l'itération en cours et l'itération qui l'a précédé.

Dans la plupart des cas, le critère de convergence par défaut dans FLUENT (residual) est suffisant. La solution converge quand les résidus atteignent une valeur minimum qu'on fixe préalablement (de l'ordre de 10^{-5})

$$R_p = a_p\phi_p - \left(\sum a_{nb}\phi_{nb} + b\right) \quad 3.34$$

$$\frac{\sum|a_{nb}|}{|a_p|} \leq 1 \quad 3.35$$

$$R_\phi = \sum|R_p| = R_{ref} \quad 3.36$$

Où R_{ref} est une valeur qu'on fixe et R_ϕ représente la somme en absolue des erreurs résiduels pour chaque variable ϕ

Un autre critère révélateur de la convergence est de vérifier la conservation de masse. Il faut que la différence entre les débits entrants et sortants soit nulle (infiniment petite).

III.10- Algorithme de résolution

La solution du système d'équations régissant l'écoulement turbulent est formée entre autres du couple vitesse-pression. Le problème de la résolution numérique de ces équations réside dans le respect de la contrainte de divergence nulle par la cohérence entre le terme de gradient de pression et le champ de vitesse. En effet, il n'existe pas d'équation pour la pression seule. En effet, l'équation (3.20) ne permet pas à elle seule une quelconque détermination ni de la vitesse, ni de la pression. La solution du système est donc une pression et une vitesse qui satisfont l'équation de continuité.

Afin d'obtenir une équation pour la pression, on applique l'opérateur de divergence à l'équation de Navier-Stokes. En supposant que la divergence de la dérivée temporelle de

vitesse est nulle, on obtient une équation linéaire en pression, appelée *équation de Poisson*. Une fois cette équation résolue (sous forme d'inversion matricielle), le champ de pression est remplacé dans l'équation (3.22) qui fait intervenir son gradient et permet de calculer la vitesse explicitement.[38]

Ce processus de résolution peut s'écrire sous forme matricielle de la façon suivante :

$$M\frac{dU}{dt} + AU^n + L(U^n)U^n + B^t P^{n+1} = S^n \tag{3.37}$$

$$BU^{n+1} = 0 \tag{3.38}$$

$$U^n = \begin{pmatrix} u^n(x_0) \\ . \\ . \\ . \\ u^n(x_{N-1}) \\ v^n(x_0) \\ . \\ . \\ . \\ v^n(x_{N-1}) \\ w^n(x_0) \\ . \\ . \\ . \\ w^n(x_{N-1}) \end{pmatrix} et : \; P^{n+1} = \begin{pmatrix} p^{n+1}(x_0) \\ . \\ . \\ . \\ p^{n+1}(x_{J-1}) \end{pmatrix} \tag{3.39}$$

En multipliant l'´equation (3.37) par BM^{-1} et en supposant que $B\frac{dU}{dt} = 0$, on obtient l'équation à résoudre pour la pression, qui correspond à la résolution d'un système linéaire, dont P^{n+1} est la solution :

$$BM^{-1}B^t P^{n+1} = BM^{-1}\left(S^n - (AU^n + L(U^n)U^n)\right) \tag{3.40}$$

En notant :

$$E = BM^{-1}B^t \tag{3.41}$$

$$N(U^n) = M^{-1}\left(S^n - (AU^n + L(U^n)U^n)\right) \tag{3.42}$$

$$R = I - M^{-1}B^{t}E^{-1}B \tag{3.43}$$

La résolution des équations discrétisées se résume au système constitué par :

$$\frac{dU}{dt} = RN(U^{n}) \tag{3.44}$$

$$P^{n+1} = E^{-1}BN(U^{n}) \tag{3.45}$$

Conclusion

La simulation d'un phénomène physique passe en premier lieu par la modélisation de tous les attributs et composants de celui-ci. Afin de réussir une bonne simulation il faut s'attarder sur la discrétisation optimale du domaine physique que ce soit spatiale ou temporel

S'en suit Le choix des schémas numériques de convection et de diffusion qui est primordiale pour la convergence du problème

L'application juste des conditions aux limites et le recours à des lois de parois afin de modéliser les flux diffusifs (frottement et chaleur) à la paroi nous permet de bien cerner le problème de manière appropriée

Finalement on peut dire que Le code Fluent offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Ces raisons ont motivé notre choix pour l'utilisation de ce logiciel.

Chapitre IV

Résultats et discussion

Dans ce chapitre, on présente les résultats obtenus de la simulation du comportement d'un feu dans un compartiment mono-pièce. Nous avons commencé par la présentation en détail de la partie thermique. Le modèle a été validé par sa comparaison avec des résultats numériques et expérimentaux disponibles dans la littérature.

Dans la figure IV-1 on illustrera les différents points de mesure ou de référence utilisés dans notre simulation.

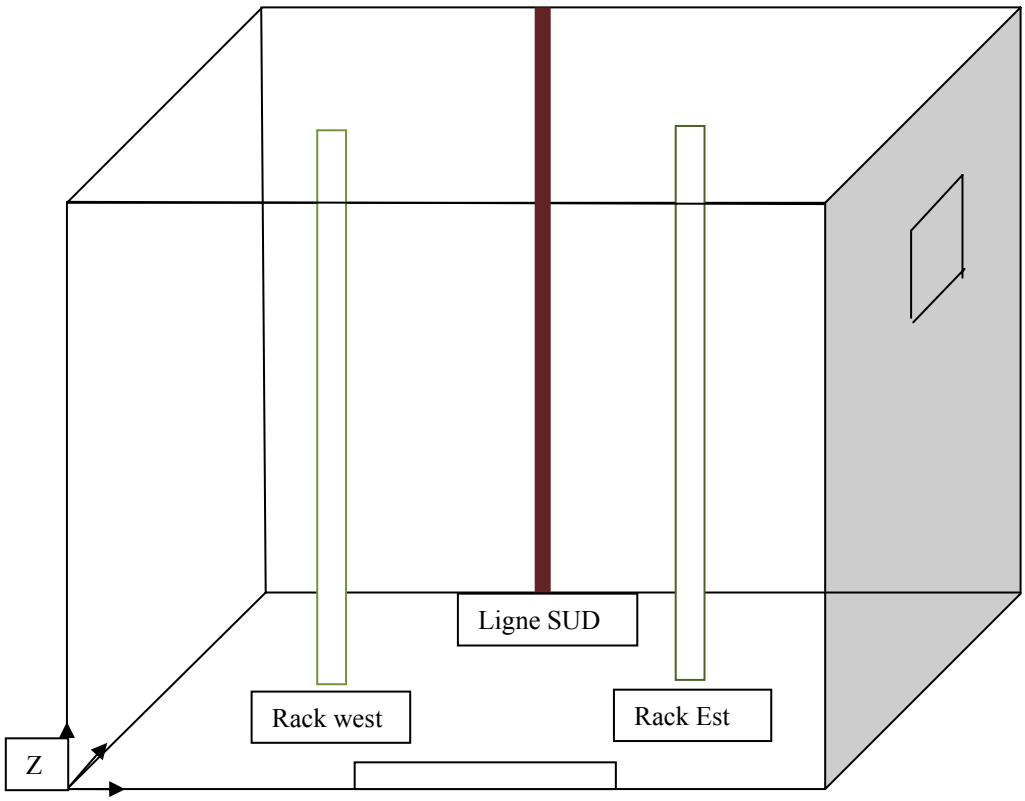


Fig.(IV.1) : Schématisation des différents points de mesure

IV.1) Partie thermique :

Dans cette partie, on a comparé nos résultats obtenus en utilisant le code CFD Fluent, avec les résultats expérimentaux et ceux du modèle numérique de yanlang [2].

La figure (IV-1) présente le domaine de calcul (cas de référence) et les deux axes de références (East Rack et West Rack).

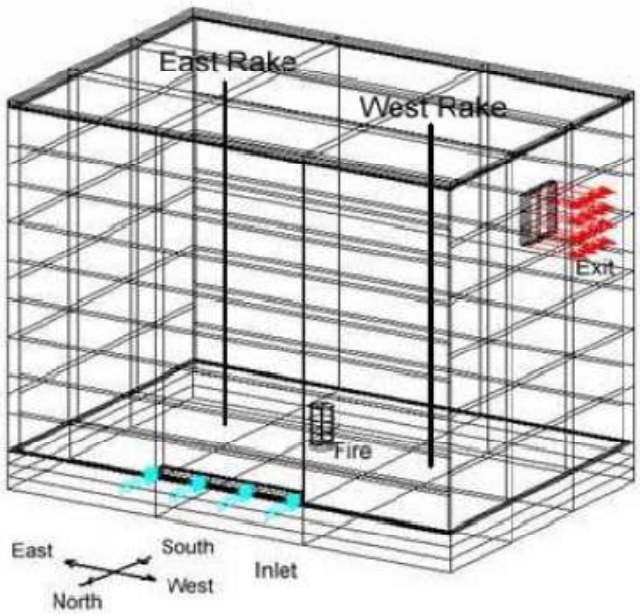


Fig. IV. 2 : Axes de références dans le domaine de calcul.

En premier lieu, on tracera les courbes obtenues après la fin de la simulation (pour un temps de calcul (durée théorique) de 20minutes).

La figure (IV.3) montre la variation de la température le long du mur SUD (pour Y=0), comparée avec celles de l'expérience et du modèle de Yanlong [2]. On remarque que pour la première partie de la courbe (jusqu'à mi-hauteur de la pièce), un bon agencement des trois courbes où les températures atteignent 140°C. Mais à partir de la moitié supérieure du mur sud, les valeurs de température prennent des allures différentes :

Pour le cas LES, elle régresse légèrement atteignant une valeur approximative de 120°C au niveau de la paroi. Et l'écart, entre les trois modèles, est plus remarquable encore au niveau du plafond (pour Z = 4.5m) ; cela est du probablement au fait qu'on a considéré seulement un transfert de chaleur monodirectionnel au niveau des parois.

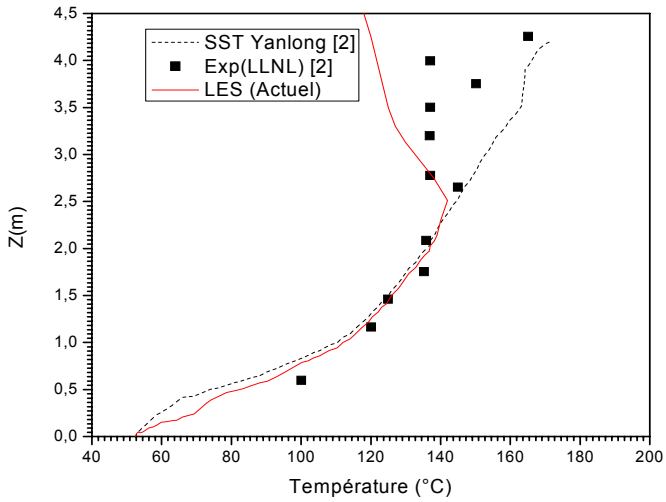


Fig. IV.3 : Température en fonction de z le long du mur SUD.

La figure (IV.4) présente les résultats des températures le long des deux Racks Est et Ouest (axes de référence), pour un temps de calcul de 20 minutes.

On peut remarquer l'influence de la présence de la fenêtre située du coté Est sur l'allure de l'évolution de la température en raison de l'évacuation des gaz chauds.

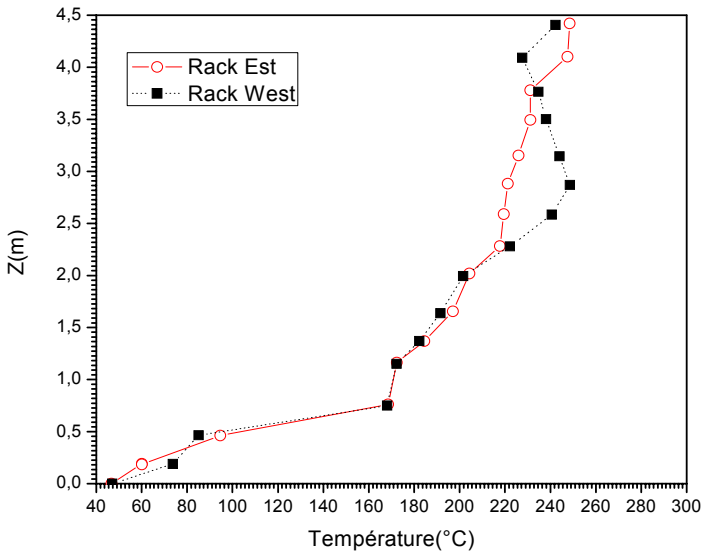


Fig. IV-4: Variation de la température en fonction de z suivant les axes de références (Est et West)

Dans les figures (IV-5,6,7), on montre l'évolution temporelle de la température pour trois points spatiaux bien déterminés du domaine de calcul.

Les trois points ont pour coordonnées les abscisses suivantes :

P1 : (X=1.5m ;Y=2.00m ; Z=0.3m)

P2 : (X=3.00m ; Y=0.01m ; Z=2.25m) ; i.e, près du mur SUD

P3 : (X=5.98m ; Y=2.00m ; Z=3.60m) ; i.e, près de l'extracteur

Pour les trois courbes, on peut dire que l'écart entre nos résultats et ceux du modèle de yanlong[2] n'est pas important. L'évolution de la température se fait d'une façon exponentielle lors des deux premières minutes correspondant à la phase d'initiation de l'incendie pour enfin suivre une évolution quasi linéaire lente pour le reste du temps de calcul, correspondant à la phase d'un incendie pleinement développé. La phase d'extinction n'étant pas atteinte.

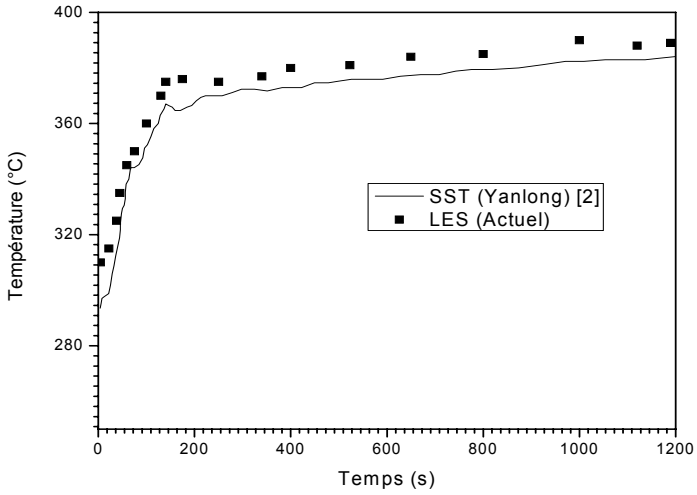


Fig. IV-5 : Evolution temporelle de la température selon le premier point

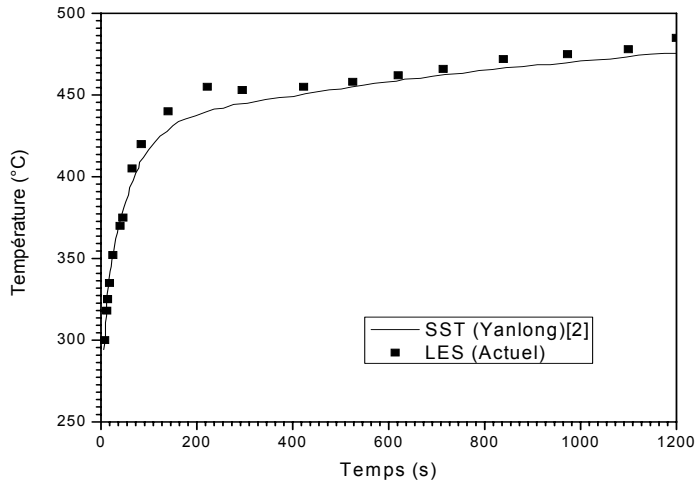


Fig. IV-6 : Evolution temporelle de la température selon le deuxième point

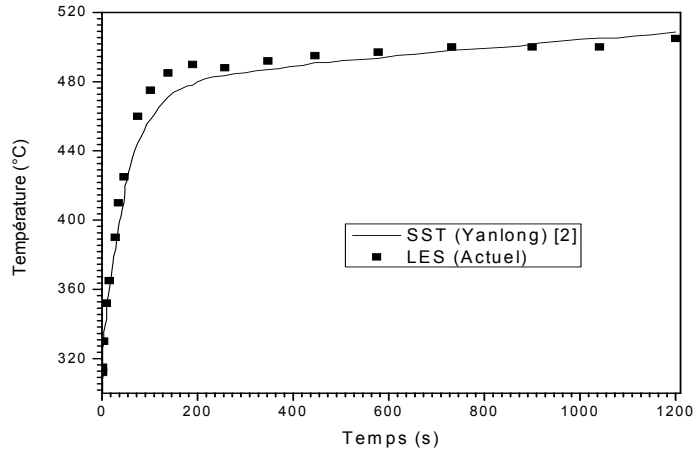


Fig. IV-7 : Evolution temporelle de la température selon le troisième point

Les figures (IV.8) et (IV.9) présentent la comparaison de nos résultats obtenus pour les deux racks définis auparavant (Est et Ouest) avec ceux obtenus en utilisant d'autres modèles tels que montrés dans ces figures, pour un temps de calcul de 20 minutes.

- En pointillé, sont représentés les résultats expérimentaux obtenus aux seins du LLNL [2].
- En vert, les résultats numériques qu'on a obtenus par la modélisation k-ω.
- En noir, les résultats numériques qu'on a obtenus par la modélisation LES.
- En rouge, les résultats numériques qu'on a obtenus par la modélisation LES en considérant le transfert de chaleur par rayonnement.
- En bleu, les résultats numériques obtenus par Yanlang [2].

De la lecture de ces deux figures on peut constater l'influence de la prise en compte du mode de transfert par rayonnement sur les phénomènes d'incendies en milieu confiné. Les résultats se rapprochant en effet du cas expérimental.

L'approche LES est mieux représentative pour la détermination des champs thermiques d'un panache turbulent généré par une convection mixte.

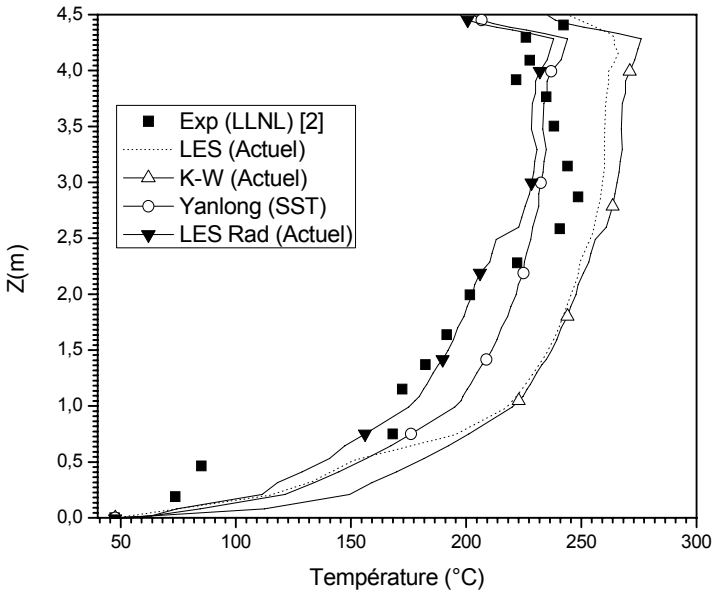


Fig. IV-8 : Evolution de Température du rack Est

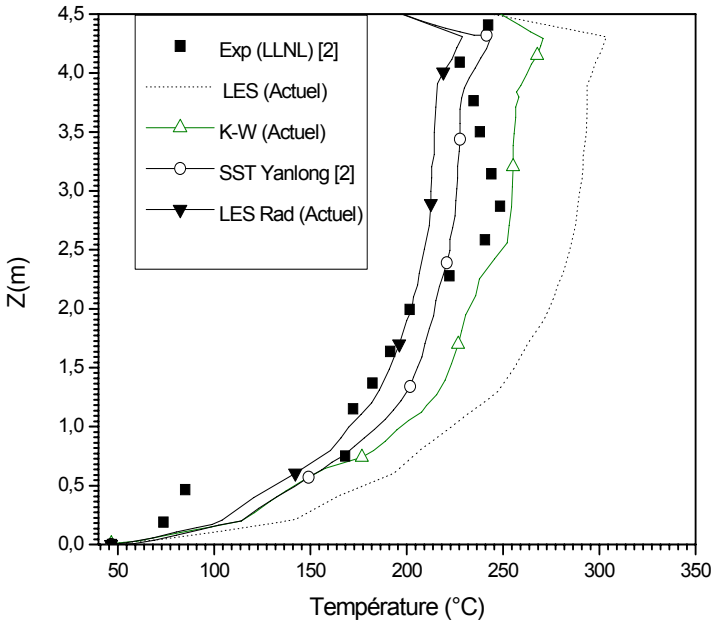


Fig. IV.9 : Evolution de Température du rack Ouest

Les figures (IV.10) et (IV.11) montrent la comparaison de l'évolution temporelle de la température d'une pièce soumise à un incendie pour différents modèles en prenant comme références les mesures expérimentales.

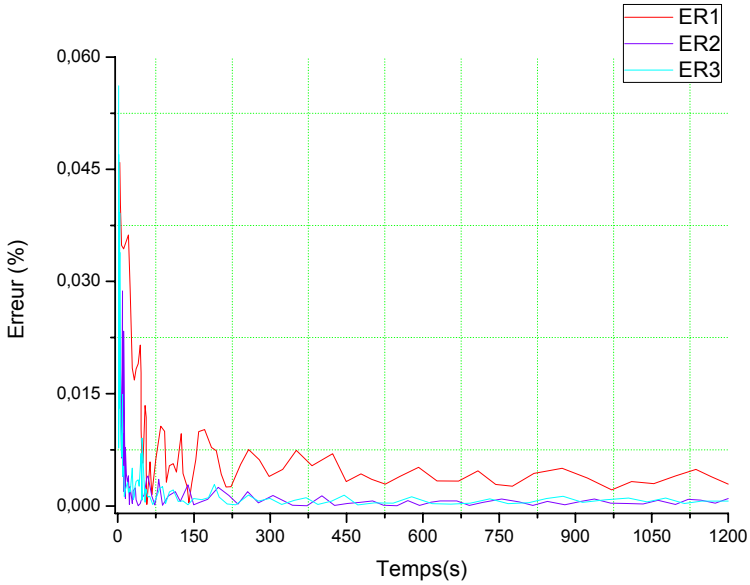


Fig. IV.10 : Erreurs relatives de l'évolution temporelle de la température

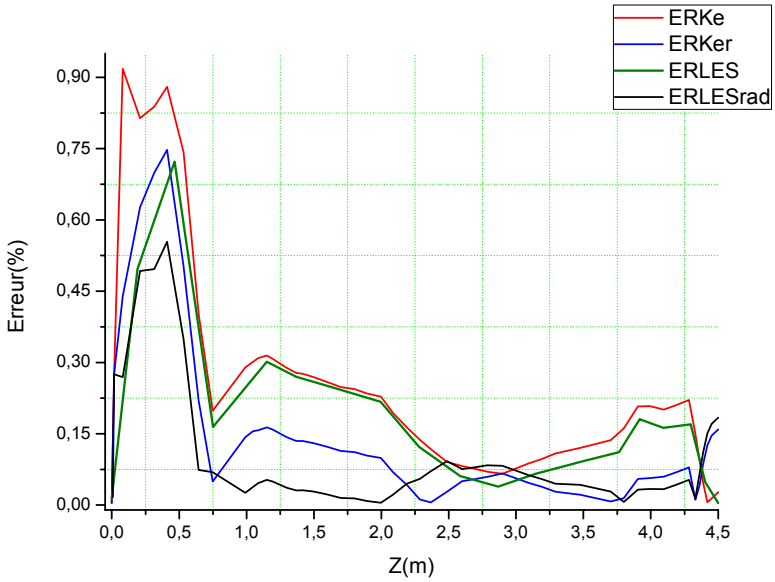


Fig. IV-11 : Erreurs relatives de l'évolution de température le long du rack Est

Comme indiqué sur la figure (IV-10), on peut noter qu'entre le temps 0s et 80s les écarts sont importants pour les trois cas traités (correspondant à la phase initiale de l'incendie) car c'est la phase la plus critique de l'incendie où de nombreux phénomènes physiques et chimiques interagissent entre eux, rendant la modélisation très complexe, et où les hypothèses simplificatrices utilisées pour la simulation se répercutent négativement sur les résultats obtenus numériquement. Puis les écarts s'estompent au delà de 150s de temps de combustion.

Dans la figure (IV-11), on constate qu'au niveau de la partie basse de la pièce (Z<1m), les courbes indiquent une marge d'erreur non négligeable quelque soit le modèle considéré, et est due essentiellement à un fort couplage des phénomènes dynamiques et thermiques. En effet la partie basse de la pièce est sujette à une convection forcée nécessitant donc un plus grand affinement de cette zone et une modélisation plus précise des phénomènes inhérents à un incendie soumis à une ventilation forcée. Néanmoins, on peut énumérer les constatations suivantes :

- ✓ la simulation LES en cas de géométrie complexe est la méthode de modélisation de la turbulence la plus optimale ;
- ✓ Afin de minimiser les erreurs de simulation, la prise en compte du transfert de chaleur par rayonnement lors d'un incendie demeure la plus réaliste ;
- ✓ Une étude plus approfondie de l'interface fluide-solide pour les écoulements d'air et de transfert de chaleur est nécessaire.

Analyse des contours de Températures

Pour la figure (IV.12), on a tracé le contour des températures suivant le plan (X-Z) pour Y=0. On constate l'influence de la convection forcée induite par l'entrée d'air frais qui tend à pousser le panache vers le mur SUD.

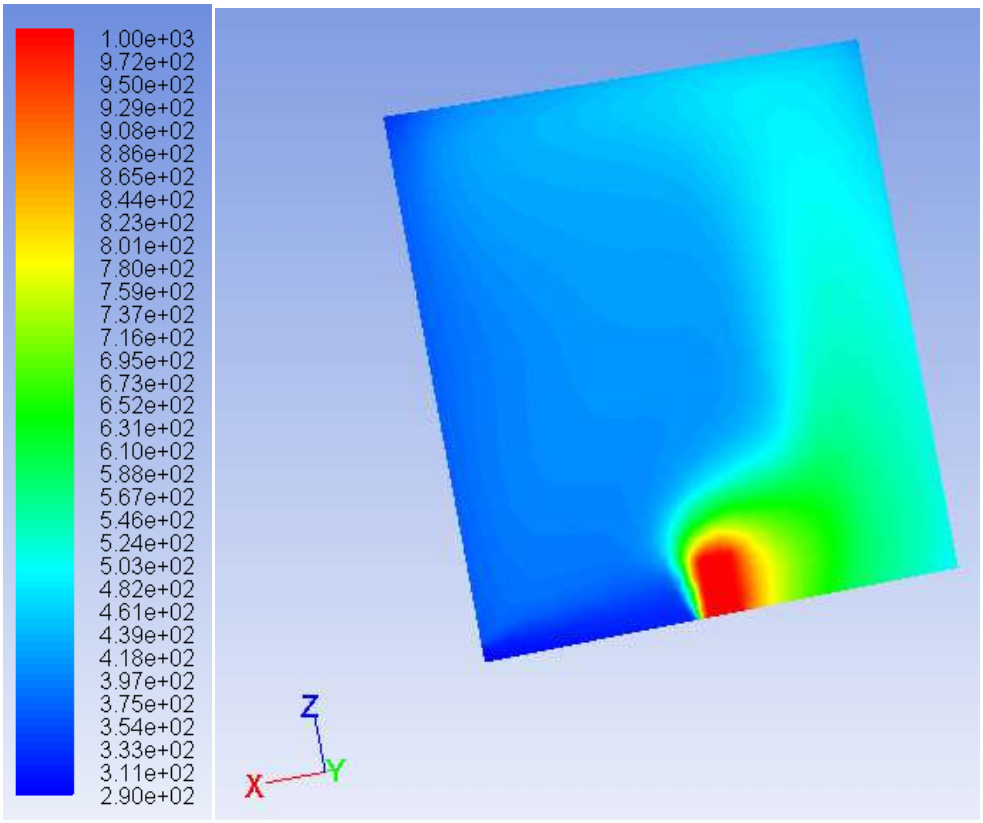


Fig.(IV-12) Effet de la convection mixte sur la forme du panache

De même pour la figure (Fig. IV-13) pour un angle différent

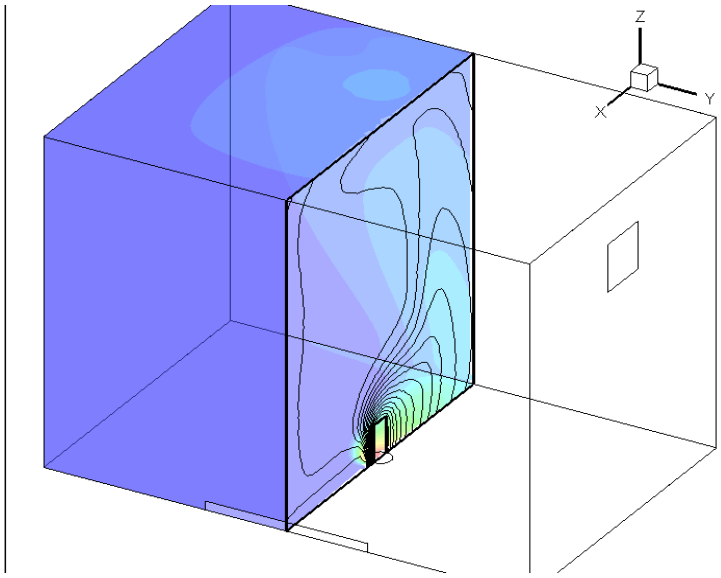


Fig.(IV-13) : contour des températures

La figure **Fig.(IV-14)** représente les lignes d'iso-températures suivant un plan (Y-Z) pour X=0 ; on peut remarquer :

- ✓ la couche d'air chaude formée autour de la source de chaleur volumétrique par convection naturelle ;
- ✓ L'influence de la convection forcée couplée à une poussée d'Archimède sur l'évolution des isothermes ;
- ✓ L'accumulation d'une couche d'air chaud sous le plafond ;
- ✓ L'évacuation de l'énergie thermique par la fenêtre.

Idem pour la figure (IV-15).

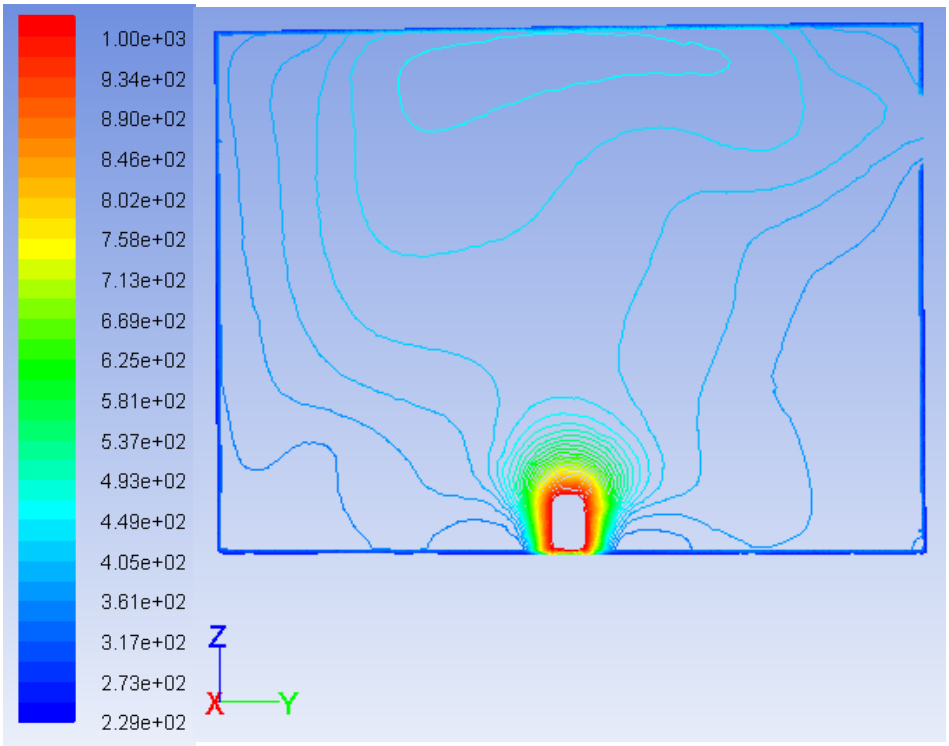


Fig. IV.14 :Températures selon le plan perpendiculaire à la source de chaleur

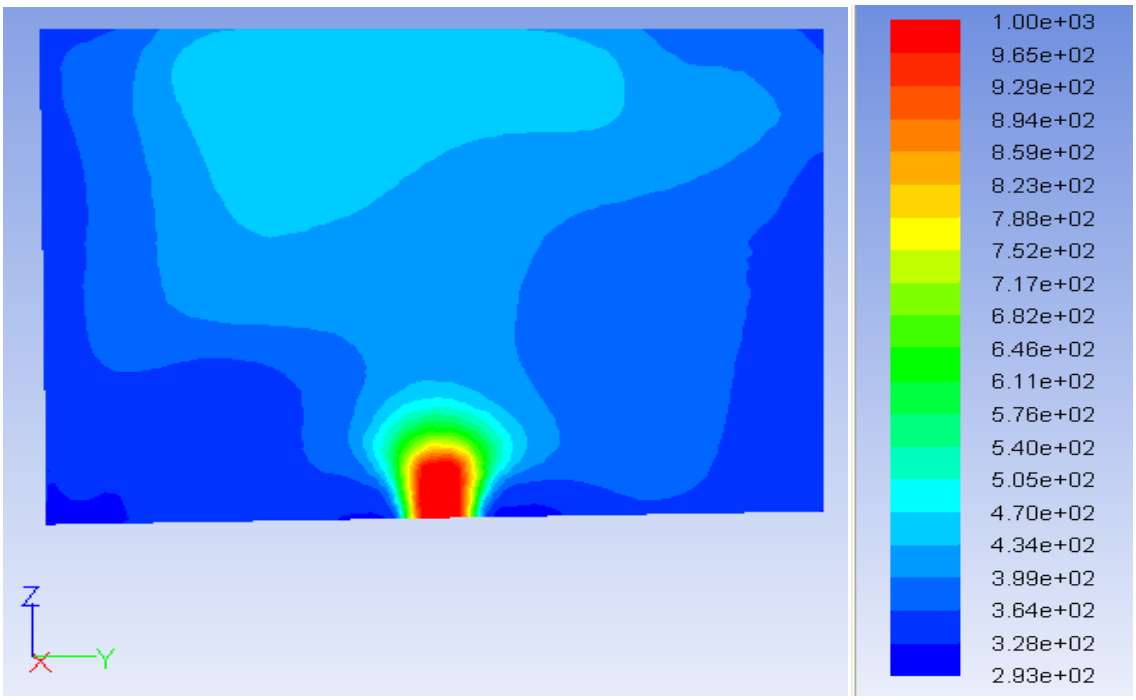


Fig. IV. 15 : Températures suivant le plan perpendiculaire à la source

Une autre vision plus globale a été possible par l'interposition de deux plans perpendiculaires, l'un horizontal et l'autre vertical juste au dessus de la source volumétrique. Cette interposition montre la domination du mode de transfert de convection forcé suivant l'axe X tandis que la convection naturelle reste le mode de transfert prédominant selon la direction Z.

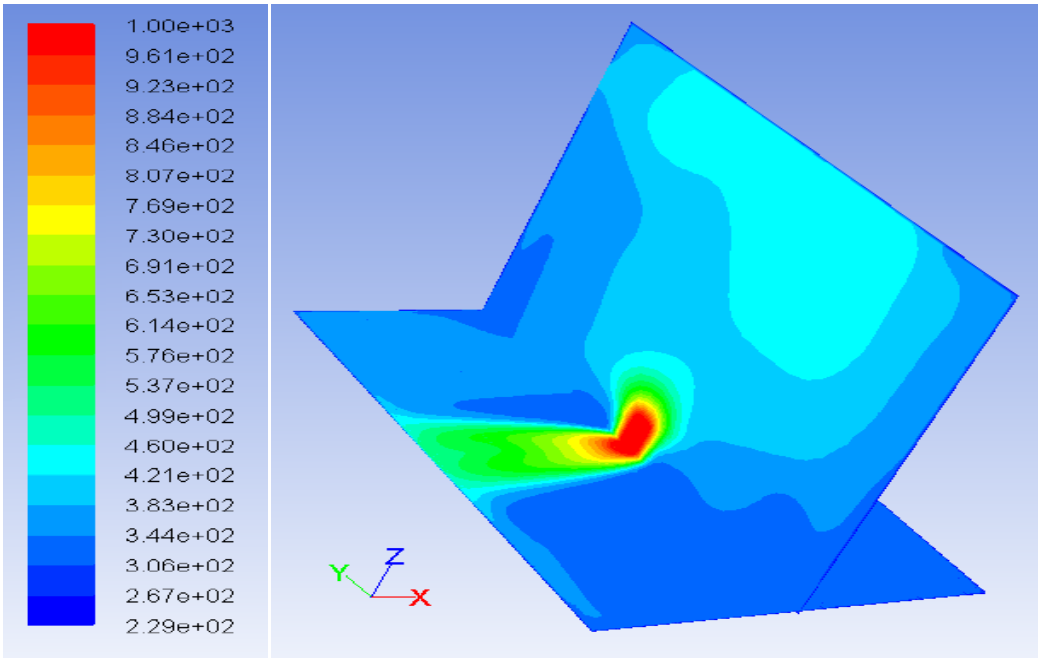


Fig. IV.16: Profil des températures selon un deux plans perpendiculaires.

➢ **Influence de la température de la source sur les murs de la pièce**

Les différentes cloisons qui confinent l'incendie accumulent de la chaleur par convection mixte mais aussi par rayonnement, pour se propager le long des murs par conduction (figure IV.17).

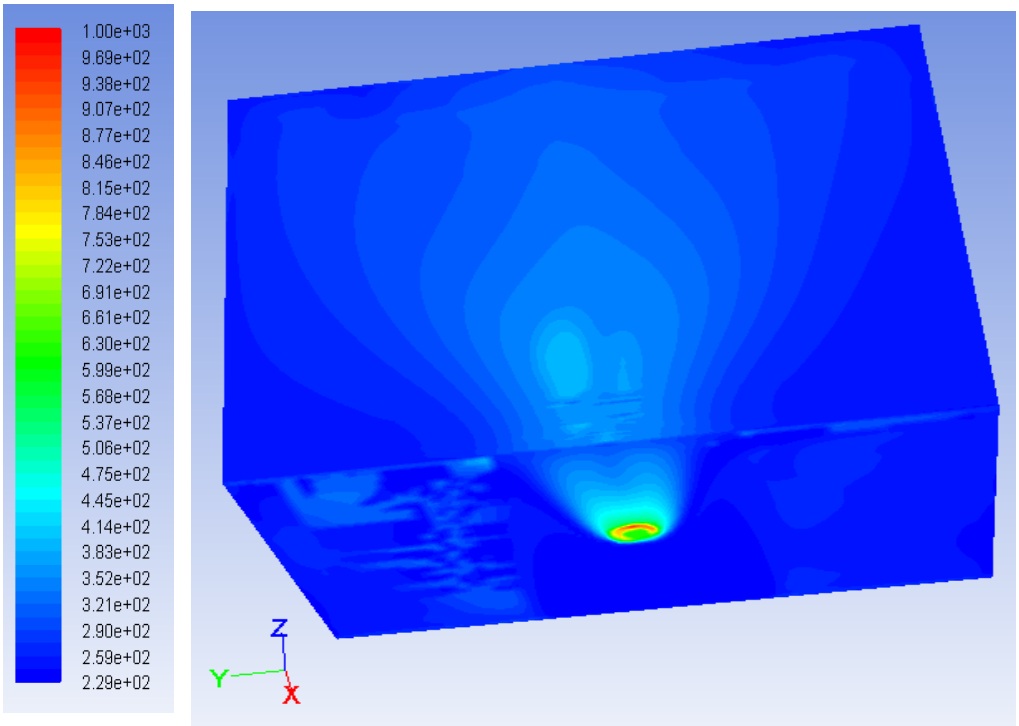


Fig.(IV-17) : Contour des températures sur le plancher et le mur sud

La figure IV.17 illustre clairement la propagation bidimensionnelle surfacique du flux thermique à partir des points chauds.

- **Accumulation de l'énergie interne dans la structure :**

Les calculs effectués montrent que près de 70% de la chaleur émise par le foyer d'incendie est transmis aux différentes parois de l'enceinte, tandis que le reste de la chaleur est évacué à l'extérieur via l'extracteur d'air (convection forcée).

Le tableau suivant récapitule la propension des différents murs à accumuler la chaleur.

Tableau IV.1 : taux d'accumulation de chaleur des parois de l'enceinte

Cloison	Pourcentage d'accumulation de la chaleur
MUR OUEST	14%
MUR EST	5%
MUR NORD	4%
MUR SUD	13%
PLANCHER	20%
PLAFOND	15%
EXTRACTEUR D'AIR	28%

A la lecture de ce tableau, on peut tirer les enseignements ci-après :

- ✓ Le plancher qui est en contact direct avec la source de chaleur accumule l'énergie interne par conduction et par rayonnement ce qui justifie un taux d'accumulation plus important par rapport aux autres cloisons ;
- ✓ Tous les autres murs subissent le même taux de dégagement par rayonnement ;
- ✓ Le taux élevé d'absorption de chaleur du mur ouest est du au fait qu'il est exposé à un flux d'air chaud dominant (N-S) ;
- ✓ Un autre courant d'air dominant s'abat sur le mur ouest surtout sur sa partie supérieur à cause de la présence de la bouche d'aération au niveau de ce mur.

IV-2) Partie dynamique :

Pour cette partie, on ne trouve pas de données expérimentales à comparer, c'est pourquoi on se contentera d'exposer les résultats numériques obtenus, en les analysant et comparant à ceux théoriques des jets d'une façon générale et à ceux des simulations d'incendies en particulier.

Dans la figure (IV-18), on a tracé deux plans perpendiculaires au plan juste au dessus du plancher représentant le champ de vitesse.

Un jet d'air de l'ordre de 0.88 m/s vient percuter la source de chaleur provoquant un mouvement tourbillonnaire ascendant autour de l'obstacle.

- En marron, on a présenté la vitesse selon X
- En rouge, la vitesse suivant le plan YZ
- Le corps en noir représente le panache de fumée.

Cette courbe obtenue à mi-temps de simulation est une illustration parfaite du couplage des champs dynamiques et thermiques et caractérise l'interaction conjuguée du champ d'écoulement et d'énergie.

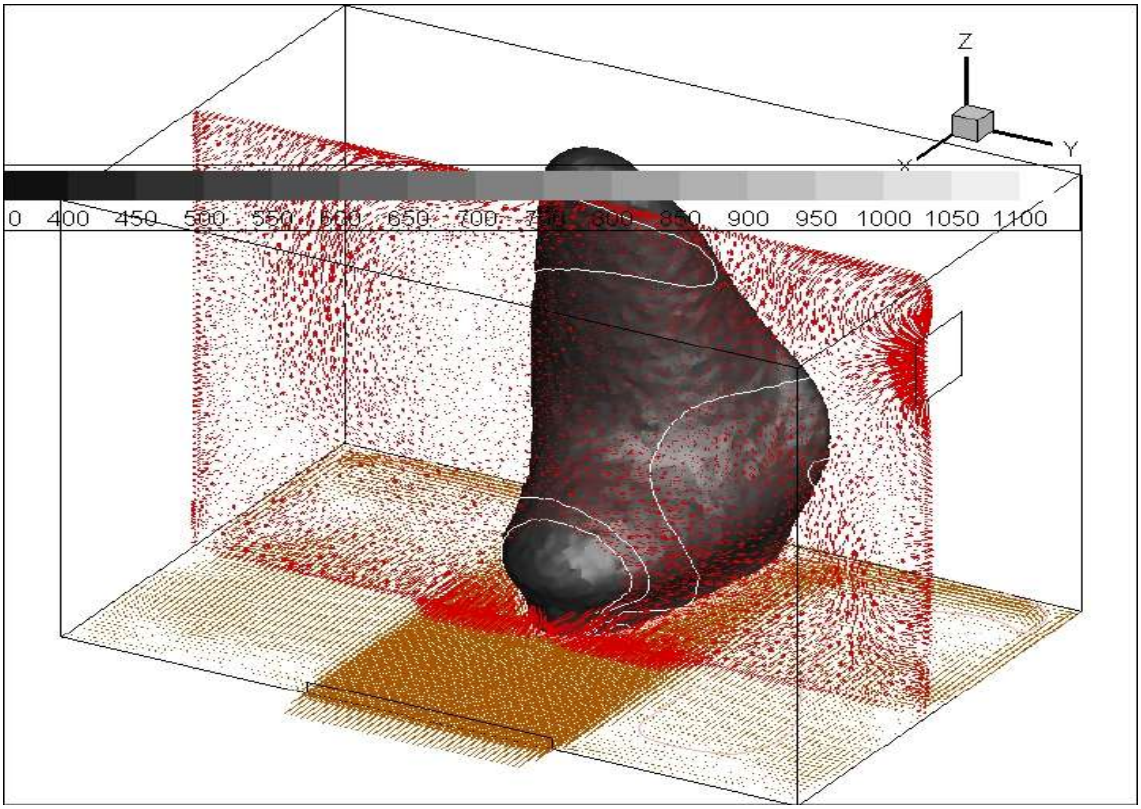


Fig.(IV-18). : Profils de température et vecteurs de vitesse selon deux plans

Pour la figure IV.19 on énumère les remarques suivantes :

- ✓ Une répartition uniforme du jet d'air entrant par la fente situé dans la partie inférieure
- ✓ La décélération se fait plus remarquée au milieu.
- ✓ Le point d'arrêt est visible sur l'axe du cylindre représentant la source de chaleur.
- ✓ Des points de décollement remarquables des deux côtés du cylindre.
- ✓ Un sillage tourbillonnant caractéristique des écoulements autour d'un obstacle.
- ✓ La déviation tridimensionnelle de l'écoulement au contact d'un obstacle infranchissable.

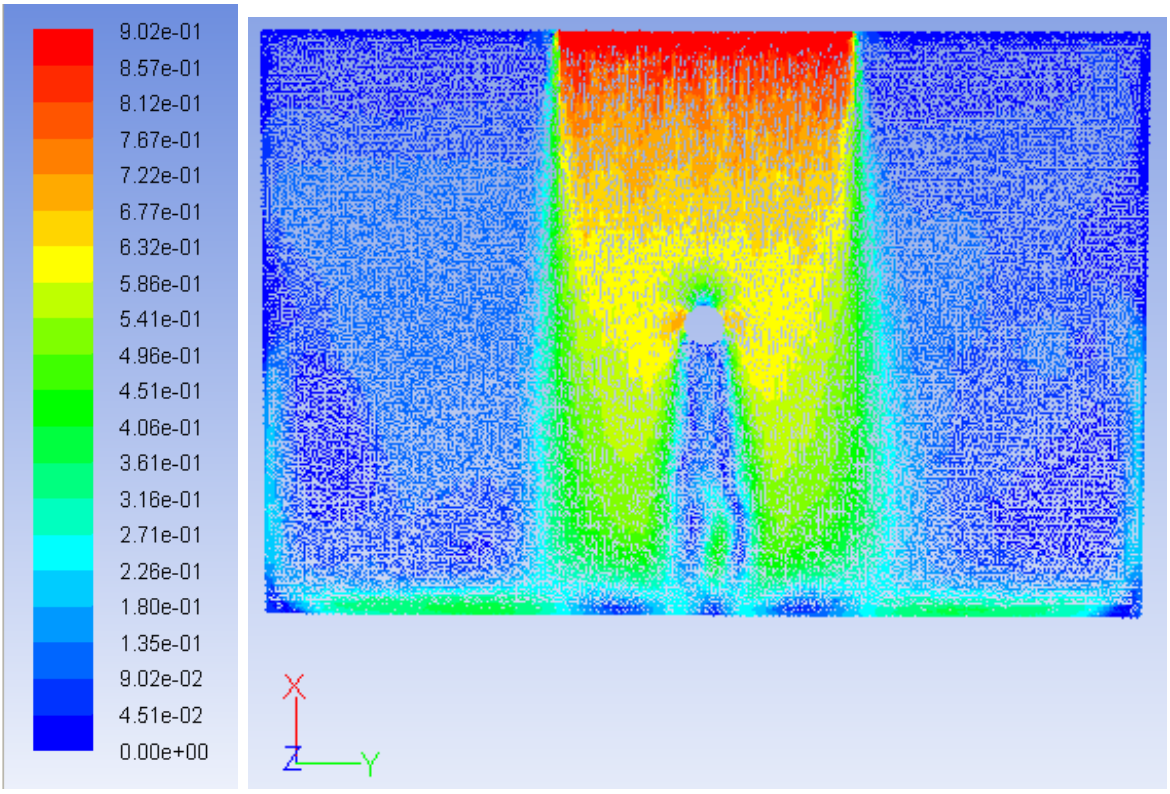


Fig.(IV-19). : Résultante du vecteur vitesse selon le plan Z prés du plancher

La figure (IV.20) montre le contour du nombre de Reynolds indiquant un régime fortement turbulent autour de l'obstacle, au centre de la pièce et à la sortie (la fenêtre du mur EST)

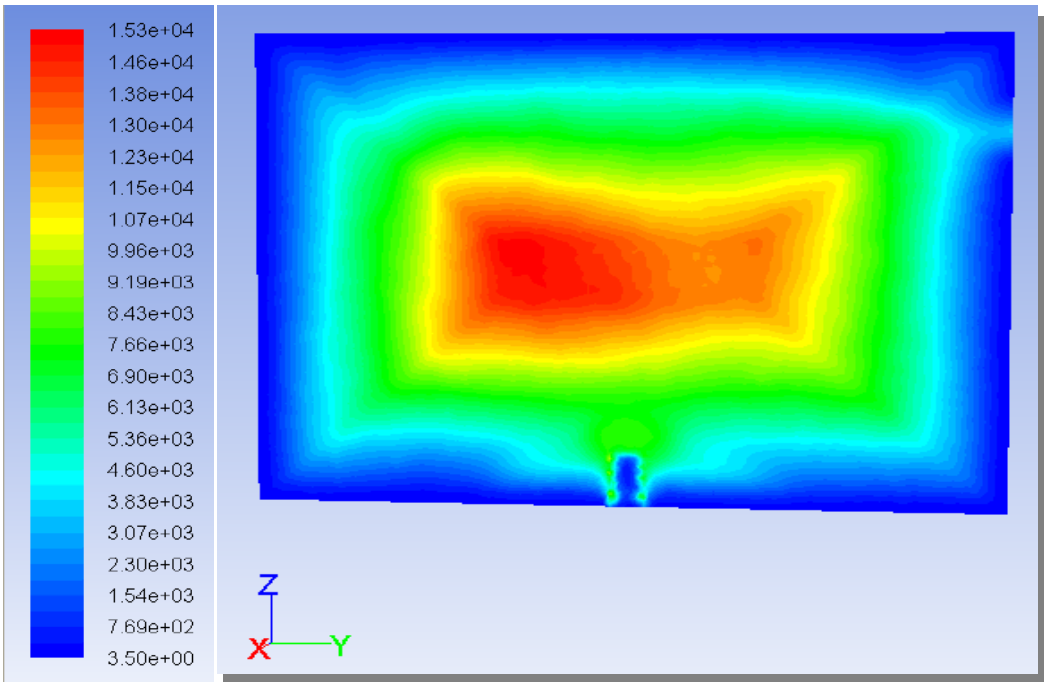
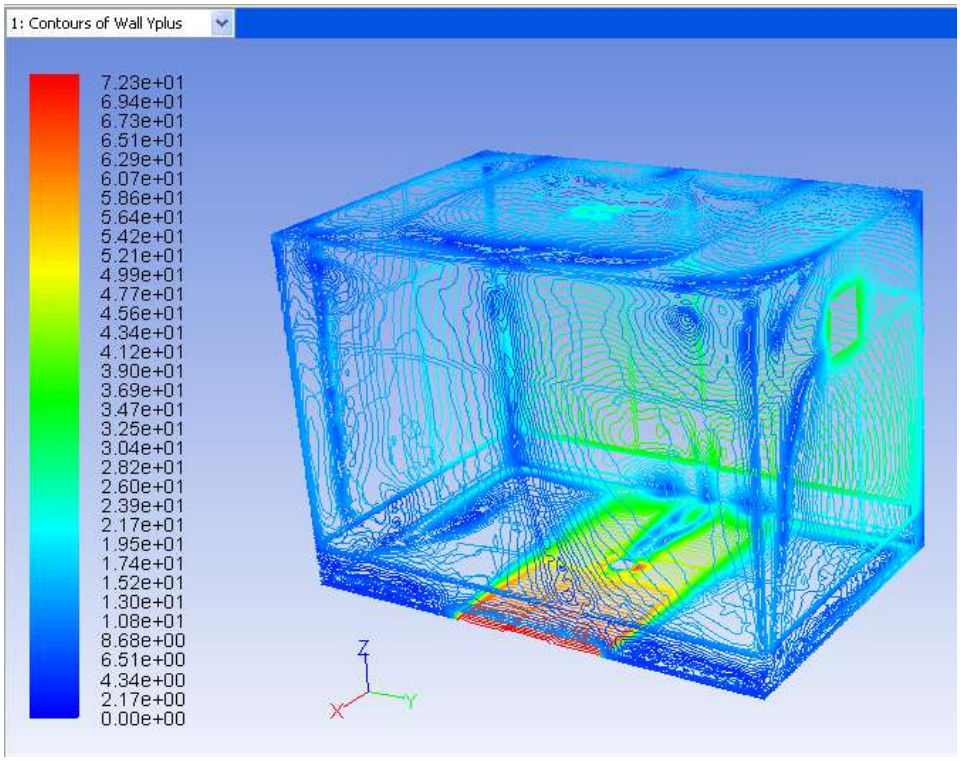


Fig.(IV-20) : Nombre de Reynolds



Fig(IV-21) : Contour des Y+Pour la simulation K-ω

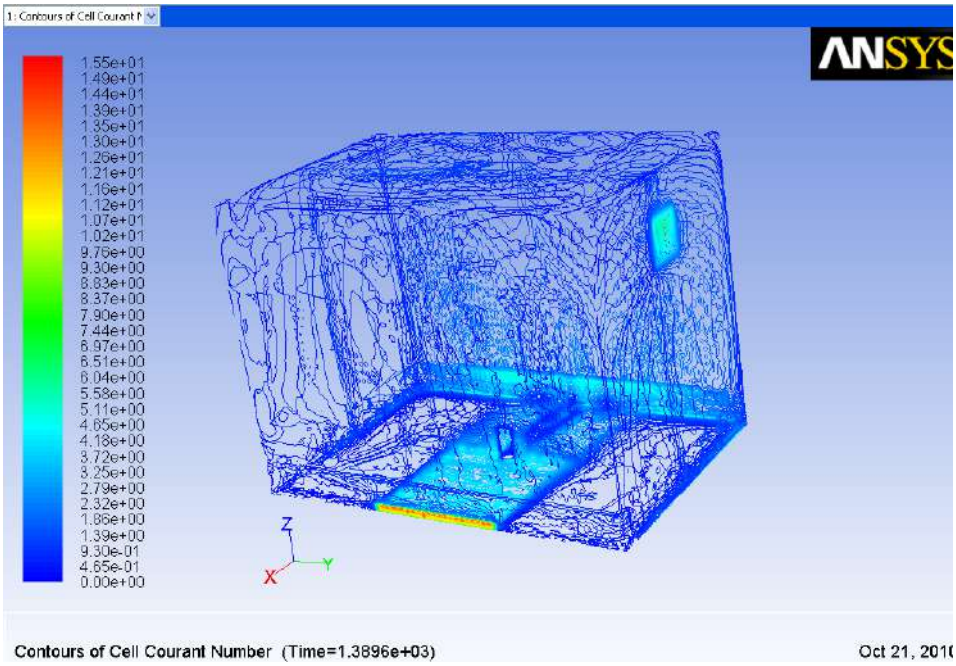
Dans les figures (IV.22, 23), on a représenté les valeurs du CFL utilisées dans notre calcul pour le cas de deux simulations :

- ✓ Une simulation avec un maillage de 1,5 millions de mailles pour le modèle de turbulence k-ω utilisé ;
- ✓ L'autre simulation avec un maillage de 3,5 millions de mailles pour le modèle de turbulence LES.

Globalement on peut constater pour le premier cas de figure que :

- ✓ le CFL à une valeur moyenne proche de l'unité sur preque toute la géométrie.
- ✓ le CFL à l'entrée de la pièce est dix fois supérieur à la norme utilisée.
- ✓ A la sortie, on a aussi une valeur du CFL assez élevée (de l'ordre de 5) de même qu'au niveau de la partie inférieure du mur SUD

Quand à la simulation LES, l'affinement du maillage et la réduction du pas de temps nous ont permis de diminuer sensiblement la valeur globale du CFL.



Fig(IV-22) : Valeurs du CFL pour le maillage grocier

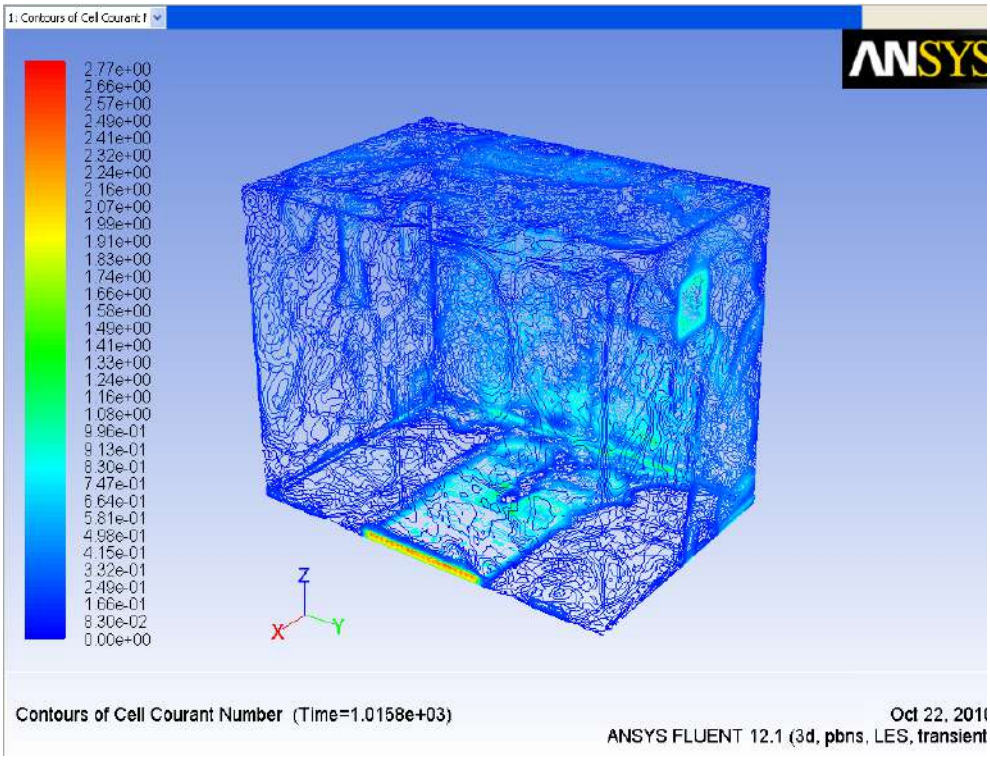


Fig. IV-23 : Valeurs du CFL pour le maillage fin (simulation LES)

IV-3) L'évolution du panache thermique :

La visualisation de l'évolution transitoire du panache thermique a été effectuée en utilisant le postprocesseur Tecplot.

L'approche consiste à suivre l'évolution du panache incendie en fixant un intervalle de température moyenne des gaz chauds issus de la combustion.

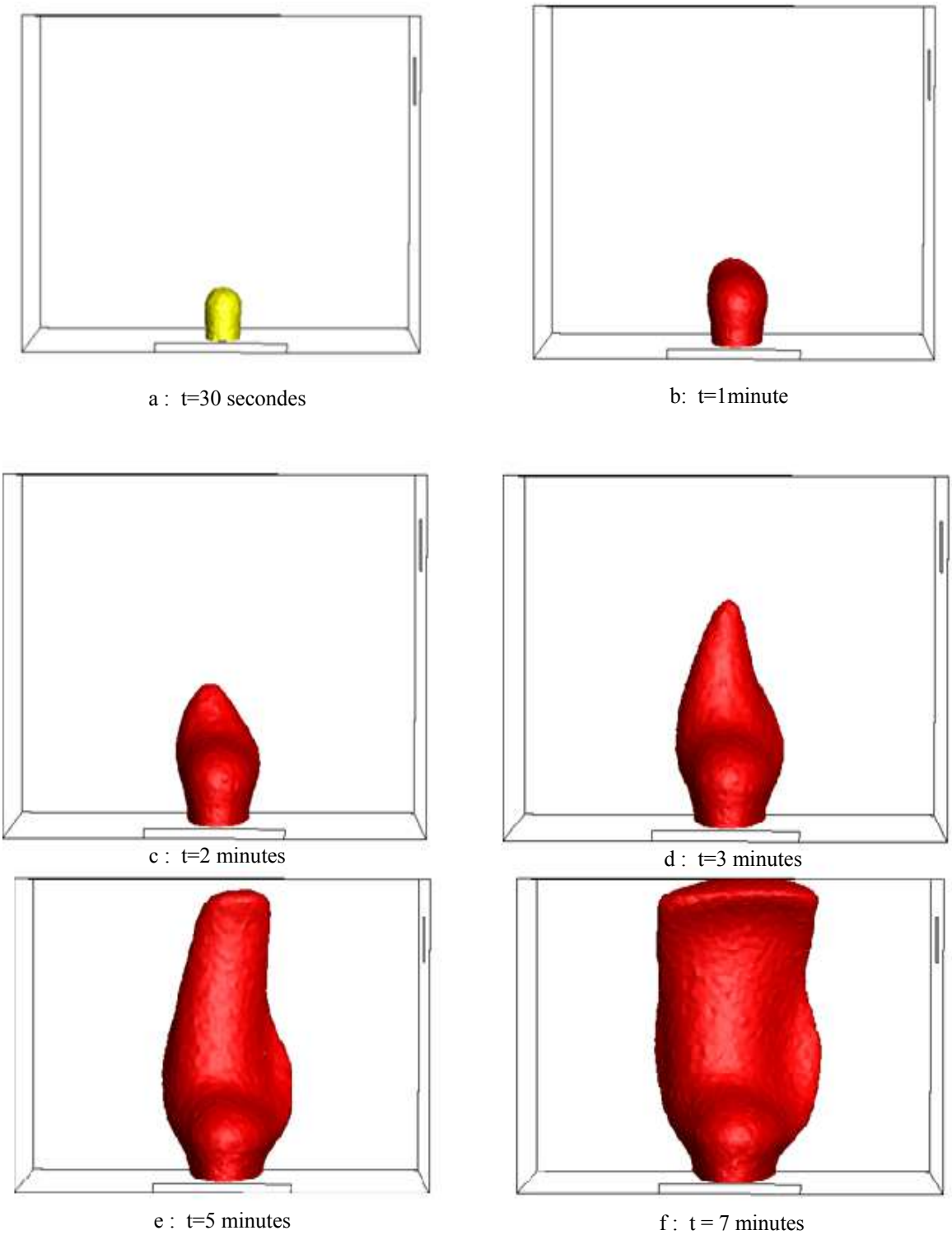
Dans la premiere partie (Fig IV.24) on peut remarquer :

- ✓ l'évolution ascendante du panache à partir de la source de chaleur.
- ✓ une déviation vers le sud due au flux d'air venant de la fente du coté Nord, ce qui montre une parfaite concordance avec la théorie de l'évolution des panaches.

Dans la deuxième partie(Fig IV.25) on peut remarquer :

- ✓ l'interaction du jet chaud avec le plafond.
- ✓ les courants descendants et la déformation du panache au contact des parois.

- ✓ la dispersion des fumées par les ouvertures (dans notre cas la fenêtre du mur Est).
- ✓ L'occupation du panache de la quasi-totalité de la pièce.



a : t=30 secondes

b: t=1minute

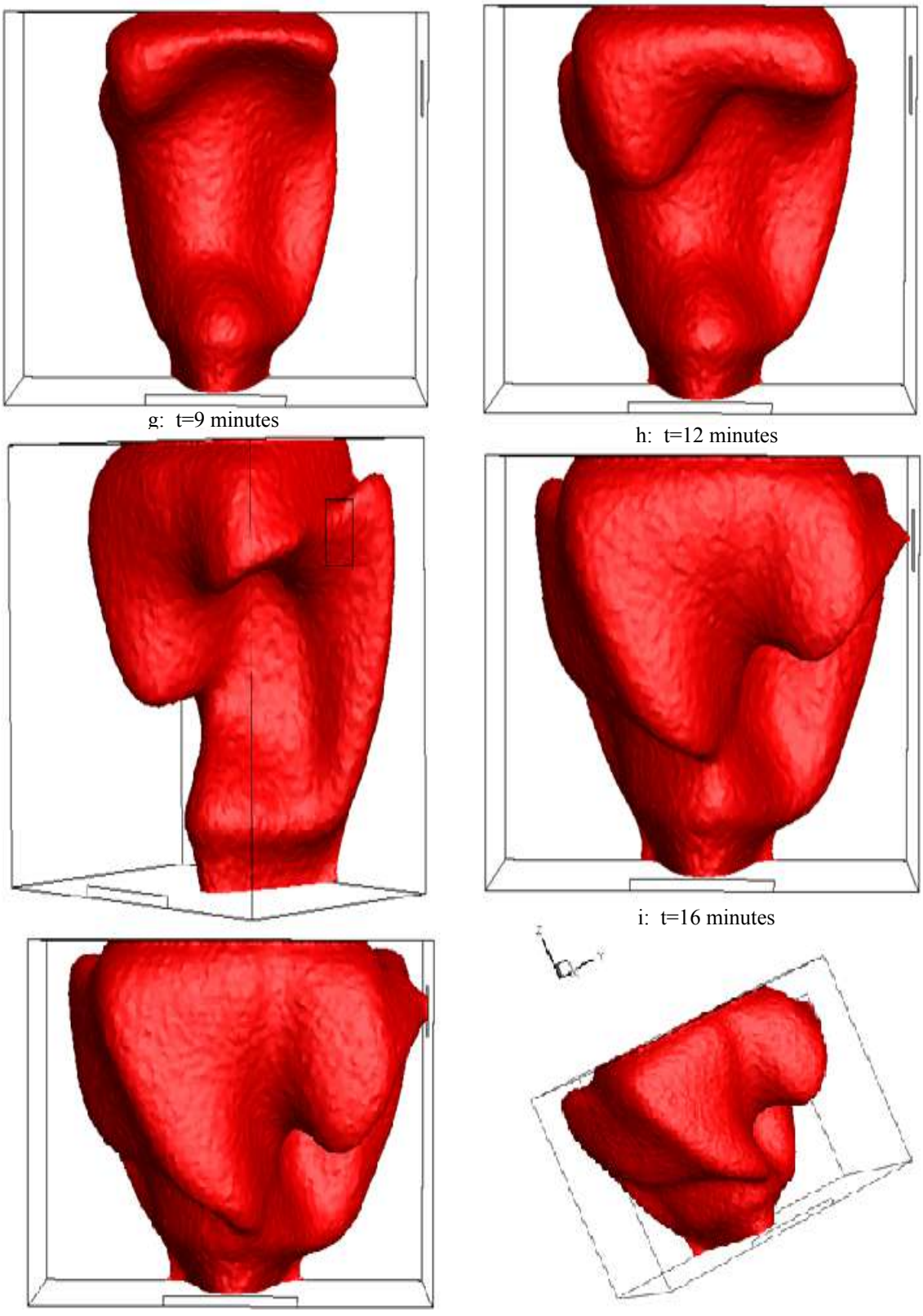
c : t=2 minutes

d : t=3 minutes

e : t=5 minutes

f : t = 7 minutes

Fig. IV-24 : Visualisation de la progression du panache thermique



g: t=9 minutes

h: t=12 minutes

i: t=16 minutes

j: t=20minute

Fig. IV.25 : Visualisation de la progression du panache (suite).

Conclusion générale

Ce travail avait pour but la mise au point d'une méthode de résolution pour un problème d'incendie dans une salle de test ventilée (aérée) en utilisant le modèle de simulation des grandes échelles (LES) qui repose sur le code CFD Fluent.

Dans cette simulation, on a représenté les effets thermiques qui proviennent de la combustion. Une source de chaleur est imposée dans un volume prédéfini. Les caractéristiques de ce volume, taille et forme, correspondent à la zone de flamme de l'incendie dans laquelle se produit la combustion.

La géométrie tridimensionnelle du scénario modélisé est tout d'abord construite : elle est représentée par un ensemble de surfaces de confinement de l'espace, c'est-à-dire, les murs de la pièce, le plancher, le plafond, mais aussi les ouvertures comme les fenêtres et les fentes d'infiltration d'air.

En premier lieu, on a simulé le modèle d'incendie pour les mêmes conditions du cas de référence LLNT, pour le modèle de turbulence K-w en régime transitoire. Par la suite, on a comparé les résultats obtenus avec ceux expérimentaux élaborés dans les mêmes conditions, disponibles dans la littérature.

Par la suite, on a adopté l'approche LES à la modélisation de la turbulence pour le même cas de référence LLNT. La solution de l'approche LES consiste à calculer les grandeurs pour les structures de l'écoulement tandis que les structures de plus petite échelle ont été modélisées en utilisant le modèle de Smagorinsky.

Le modèle LES nécessite un affinement des discrétisations spatiale et temporelle, notamment au niveau des parois pour satisfaire la condition de Courant Frediric Lewy.

La première phase de l'incendie nécessite particulièrement des pas de temps très petits, avec modification des facteurs de sous-relaxation. Cela se répercute néanmoins sur le temps de calcul, qui augmente à un tel point où les moyens informatiques classiques deviennent inopérants.

L'alternative était d'utiliser le calcul parallèle, option offerte par le code Fluent. Dans notre cas, on a fait les calculs avec un Intel I7 (huit processeurs). On peut dire que le temps de calcul, dans notre cas, a été réduit de plus de moitié qu'avec un biprocesseur.

Les résultats obtenus par le modèle LES ont été comparés à ceux de K-ω, à ceux de la littérature et enfin aux résultats expérimentaux. On peut dire que nos résultats concordent bien avec ceux de la littérature et ceux de l'expérience. Les écarts observés entre les résultats des modèles (modèles LES, expérimental et de la littérature) sont dus probablement aux différences dans les conditions d'entrée et de choix de schémas numériques. Dans son état actuel, le modèle proposé permet de prédire de façon réaliste, le champ thermique et dynamique spatio-temporel des paramètres principaux de la salle de test, telles que, les températures des parois et température du gaz brûlé.

Du point de vue physique, les conclusions tirées à partir des résultats présentés dans le chapitre précédent peuvent être résumées dans les points suivants :

1. pour ce cas de test, environ 70 % de la chaleur produite par l'incendie est absorbé par la structure de la salle et déposé dans les murs, le plafond et le plancher. Les 30 % restant sont évacués vers l'ambiance, via le ventilateur d'extraction.

2. Les propriétés transitoires d'un scénario d'incendie doivent être capturées par le modèle numérique d'incendie (CFD). La taille du maillage et les longueurs des pas de temps sont préalablement et convenablement fixés afin de définir précisément le comportement transitoire, concomitamment à l'optimisation du temps de calcul.

3. Le rayonnement joue un rôle important dans le processus de transfert de chaleur. Le rayonnement dans un milieu gazeux est aussi important que le rayonnement thermique surface-surface. La puissance du rayonnement thermique émis par l'incendie contribue à la dissipation d'environ 30% de la chaleur produite par la combustion (incendie) dans ce cas de test.

4. les résultats numériques obtenus, montrent clairement que le CFD est un outil indispensable à la modélisation et l'évaluation d'un incendie. Les deux modèles de turbulence, k-ω et LES, sont adaptés pour ce travail, et se sont avérés adéquats, à en juger de leurs comparaisons avec les données expérimentales.

5. La modélisation de la turbulence est importante, puisque l'incendie en milieu confiné génère des écoulements thermosiphon typiquement turbulents. Les écoulements turbulents contiennent des tourbillons ayant une large gamme d'échelles de longueur et de temps. Pour un incendie confiné, ces échelles dépendent de la puissance de l'incendie et des dimensions du confinement, mais la taille des tourbillons est typiquement comprise entre quelques

millimètres et plusieurs mètres pour un même scénario, Ceci rend leur modélisation difficile et c'est précisément la qu'on remarquera la contribution qu'apportera la modélisation L.E.S.

A la lumière des résultats obtenus au quatrième chapitre, notamment lors de la comparaison du comportement du modèle numérique adopté dans cette étude avec l'expérience (LLNL), nous constatons une légère différence de la réponse du modèle numérique (CFD) par rapport aux valeurs expérimentales de l'ordre de 10% d'erreur relative moyenne. On peut attribuer les écarts constatés aux choix du modèle de la source d'incendie, du modèle de transfert thermique par rayonnement à l'intérieur de la salle et au modèle d'écoulement près des parois.

Le présent travail gagnerait en pertinence si on y adjoignait une étude complémentaire qui considererait la cinétique de combustion et la prédiction du modèle adéquat à adopter pour évaluer les concentrations des fumées et produits toxiques émis lors de la combustion. La visibilité à travers les fumées peut aussi être déduite de la concentration des fumées.

Références bibliographiques

[1] Raymond Friedman, Principles of Fire Protection Chemistry and Physics ; Published June 1998 by Natl Fire Protection Assoc

[2] Yunlong Liu, Alfred Moser and Yehuda Sinai ; Comparison of a CFD Fire Model against a Ventilated Fire Experiment in an Enclosure ; International Journal of Ventilation Volume 3 No 2 (2004) 169-181

[3] Borghi. R.,Champion, M. *Modélisation et théorie des flammes*, TECHNIP (2000).

[4] James G. Quintiere ; Fundamentals of Fire Phenomena ; Copyright 2006 John Wiley & Sons Ltd, England

[5] Francesco Tamanini Defining the effects of ambient conditions in large-scale fire tests Experimental Thermal and Fluid Science 34 (2010) 404–411

[6] Brian E. Potter Atmospheric moisture's influence on fire behavior: Surface moisture and plume dynamics ;Forest Ecology and Management 234S (2006) S59

[7] D. Drysdale, An Introduction to Fire Dynamics,Wiley, 1999

[8] T.G. Ma, J.G. Quintiere Numerical simulation of axi-symmetric fire plumes: accuracy and limitations ; *Fire Safety Journal 38 (2003) 467–492*

[9] Gunnar Heskestad; Smoke distributions from fire plumes in uniform downdraft from a ceiling, Fire Safety Journal 39 (2004) 358–374

[10] Enclosure Fire Dynamics Björn Karlsson G. Quintiere 2000 by CRC Press LLC

[11] M.A. Delichatsios, X. Liu et C. Brescianini Propagation of axisymmetric ceiling jet front produced by power law time growing fires Fire Safety Journal 38 (2003) 535–551.

[12] maria grazia meo : Modeling of enclosure fires ; Thèse 2006 (UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI SALERNO)

[13] H P Morgan, B K Ghosh smoke and heat exhaust Design methodologies for ventilation ; Construction Research Communications Ltd ; © Copyright BRE 1999

[14] Paolo Ruffino, Marino diMarzo ; The simulation of fire sprinklers thermal response in presence of water droplets ;Fire Safety Journal 39 (2004) 721–736.

[15] Kuldeep Prasad et al ; A numerical study of water-mist suppression of large scale compartment fires ;Fire Safety Journal 37 (2002) 569–589.

[16] James G. Quintiere ; An analysis of compartment fire doorway flows (Fire Safety Journal 44 (2009) 718–731)

[17]Mowrer, F.W., Stroup, D.W., Features Limitations and Uncertainties in Enclosure Fire Hazard Analyses- Preliminary Review, NISTIR 6 152, National Institute of Standards and Technology, 1998.

[18] Davide Guerra Modélisation du transfert d'un aerocontaminant dans un local ventilé en champ proche d'une source d'émission accidentelle (thèse 2004) INP Toulouse

[19] N.B. Kaye, G.R. Hunt ; Smoke filling time for a room due to a small fire: The effect of ceiling height to floor width aspect ratio Fire Safety Journal 42 (2007) 329–339.

[20] Chen Xiaojun, Yang Lizhong, A multi-layer zone model for predicting fire behavior in a fire room (Fire Safety Journal 40 (2005) 267–281).

[21] Bart Merci ; Experimental study of natural roof ventilation in full-scale enclosure fire tests in a small compartment (Fire Safety Journal 42 (2007) 523–535).

[22] Che-Tzu Lin, M.A. Delichatsios ; Flame interactions and smoke containment by downward displacement ventilation (Combustion and Flame 150 (2007) 210–219).

[23] C.L. Shi, W.K.Chow ; Mechanical smoke exhaust for small retail shop fires (International Journal of Thermal Sciences 44 (2005) 477–490)

[24] Michael A. Delichatsios , Xijuan Liu; Mass pyrolysis rates and excess pyrolysate in fully developed enclosure fires (Fire Safety Journal 39 (2004) 1–21)

[25] Alexander Lavrov , Andrei B. Utkin Evaluation of smoke dispersion from forest fire plumes using lidar experiments and modelling ;International Journal of Thermal Sciences 45 (2006) 848–859.

[26] Fanghui Chen, Poojitha D. Yapa, Three-dimensional visualization of multi-phase (oil/gas/hydrate) plumes (Environmental Modelling & Software 19 (2004) 751–760)

[27] J.C. Elicer-Cortés, R. Contreras ; Temperature spectra from a turbulent thermal plume by ultrasound scattering Experimental ; Thermal and Fluid Science 28 (2004) (803–813).

[28] Nektarios Chrysoulakis, Nektaria Adaktylou Detecting and monitoring plumes caused by major industrial accidents with JPLUME, a new software tool for low-resolution image analysis ;Environmental Modelling & Software 20 (2005)

[29] An Introduction to Mathematical Fire Modeling ; Marc L. Janssens, Ph.D ; 2000 by Technomic Publishing Company

[30] N. Gobeau ; Smoke movement in complex enclosed spaces HSL/2002/29; © Crown copyright 2002

[31] La turbulence ; Marcel Lesieur ; Presses Universitaires de Grenoble ;1994.

[32] SAGAUT, P. Introduction à la simulation des grandes échelles pour les écoulements incompressibles, Springer, 1998.

[33] Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999

[34] Fluent tutorial

[35] Thermal Radiation Heat Transfer Robert Siegel and John R. Howell. NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION 1971 Washington, D.C

[36] Alfio Quarteroni Riccardo Sacco Fausto Saleri ; Méthodes Numériques Algorithmes, analyse et applications ; © Springer-Verlag Italia, Milano 2007

[37] COOK, A. W., and RILEY, J. J. *Subgrid scale modeling for turbulent reacting flows*, Combust. Flame 112 (1998) 593 - 606.

[38] Alexandre CHATELAIN, Simulation des Grandes Echelles d'écoulements turbulents avec transferts de chaleur, THESE 2004, INP Grenoble

[39] Mok Wai Kuen Vic, Evaluation of Turbulence Models for Simulation of Fire-Induced Air Flows inside an Enclosure, Thèse 2004, The Hong Kong Polytechnic

[40] T.X. Qin et al , Numerical simulation of the spread of smoke in an atrium under fire scenario ; Building and Environment 44 (2009) 56–65

[41] Sherman C.P. Cheung ; A fully-coupled simulation of vortical structures in a large-scale buoyant pool fire ; International Journal of Thermal Sciences 48 (2009) 2187–2202

[42] Wei Zhang ; Turbulence statistics in a fire room model by large eddy simulation ; Fire Safety Journal 37 (2002) 721–752

[43] Shusheng Yuan ; Large eddy simulation of compartment fire with solid combustibles ; Fire Safety Journal 44 (2009) 349–362.

[44] L.H. Hu ; Large eddy simulation of fire-induced buoyancy driven plume dispersion in an urban street canyon under perpendicular wind flow ; Journal of Hazardous Materials 166 (2009) 394–406.

ANNEXE A

Type de croissance	Exemples de combustibles	Valeur de α (kW/s^2)
Lente	Meubles massifs	0,0029
Moyenne	Matelas, meubles capitonnés	0,0117
Rapide	Papier, boîtes en carton, tapisseries	0,0469
Ultra-rapide	Liquides inflammables, vieux meubles et matelas	0,1876

Tableau A : Caractéristiques des courbes standards de croissance

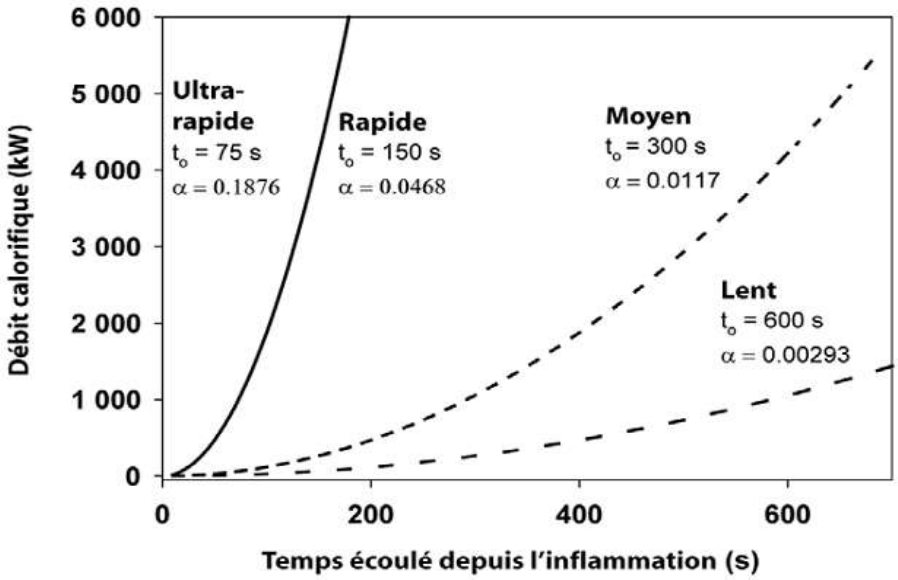


Fig.A : Débit calorique des incendies

Annexe B

Nom du modèle	Pays d'origine	Référence	Commentaires
Codes généraux			
CFX	Royaume-Uni	CFX	Utilisable pour les incendies et explosions Code commercial
FLUENT	Etats-Unis	FLUENT	Code commercial
PHOENICS	Royaume-Uni	PHOENICS	Code commercial
STAR-CD	Royaume-Uni	STAR-CD	Code commercial
Codes spécifiques pour les incendies			
FDS	Etats-Unis	McGrattan et Forney (2000)	Basé sur les modèles de turbulence LES et DNS.
FIRE	Australie	Nicholas et Gregory	Utilise FIRIN, en incluant des systèmes de ventilation complexes.
JASMINE	Royaume-Uni	Shestopal (1993)	Modèle pour plusieurs pièces avec plusieurs petits sous-modèles (amélioration de FIRECALC). Inclut un module d'évacuation.
KAMELEON FireEx	Norvège	Chan et al. (1982)	Modèle pour plusieurs pièces avec systèmes de ventilation (conduits, ventilateurs et filtres).
KOBRA-3D	Allemagne	Schneider et al. (1997)	Modèle pour plusieurs pièces pour le calcul du transport de fumées et de la charge thermique sur les structures.
MEFE	Portugal	Haynes (1994)	Modèle pour plusieurs pièces.
RMFIRE	Canada	Matsushita et al. (1985)	Modèle à une couche pour le transport de fumées dans les bâtiments.
SMARTFIRE	Royaume-Uni	Peacock et al. (2000)	Modèle comprenant une suite de programmes ; CFAST est le solveur et FAST l'interface.

***Tableau B** : Outils CFD existants*