

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

Mémoire de Magister

Option : Énergétique

Présenté par : BEN MILOUD KAMAL

Ingénieur d'État en Génie Mécanique

Modélisation Numérique et Étude Expérimentale de la propagation des Fumées Entre Deux Locaux en Présence d'une Ventilation Interne

Membres du jury :

M. A. AIT ALI, Pr.	Président (ENP, Alger)
S. LARBI, M.C.	Directeur (ENP, Alger)
Ph. BOURNOT, Pr.	Directeur (UNIMECA, Marseille)
A. BOUHDIJAR, M. R.	Directeur (CDER, Alger)
B. BEL HAMEL, D. R.	Examineur (CDER, Alger)
B. BENKOUSSAS, C. C.	Examineur (ENP, Alger)
N. AIT MESSAOUDENE, Pr.	Examineur (Université de Blida, Alger)

Année 2007

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué au laboratoire de recherche de Mécanique des fluides et de thermique IMFT, à l'institut UNIMECA de l'université de la Méditerranée de Marseille en France.

Je tiens à remercier en premier lieu le Professeur Ph. BOURNOT de m'avoir accordé l'occasion de réaliser ce travail et de m'avoir fait confiance. Qu'il trouve ici l'expression de mon respect et de mes remerciements, pour m'avoir accueilli au sein de son équipe et m'avoir permis de réaliser ce travail de recherche dans d'excellentes conditions, tant sur le plan matériel qu'humain.

Je tiens également à remercier Monsieur O.VAUQUILIN pour ses conseils, son encadrement, son suivi attentif, ses réflexions pertinentes et sa rigueur.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur S.LARBI et A.BOUHDJAR pour leurs conseils, leur patience et pour le soutien et l'attention apportés tout au long de la réalisation de ce projet

Que Monsieur B.BENKOUSSAS soit remercié pour m'avoir aidé à réaliser ce travail, qu'il trouve ici ma profonde gratitude

Comme je tiens particulièrement à remercier Monsieur AIT ALI de m'avoir fait l'honneur de présider la soutenance, ainsi que Monsieur AIT MESSOUDENE et Monsieur BELHAMEL, qui ont consacré une part importante de leur temps à la lecture et à l'évaluation de ce rapport

Enfin, c'est dans un état d'esprit mitigé que je rédige ces quelques lignes afin de remercier toutes les personnes qui ont contribué implicitement ou explicitement à l'ensemble de ce travail

DEDICACES

A mes très très très chers parents, Je vous dédie ce travail, avec toute ma gratitude, mes salutations et mes respects les plus profonds.

Je dédie ce travail à mes frères

Je dédie ce travail à ma sœur

Et à Tinhinane, celle qui m'a donné toujours le courage et l'ambition de foncer

DEDICACES

Je dédie ce travail à mes amis :

Fodil, Mourad

Tout les tunisiens de Marseille particulièrement

Aymen, Jihad, Tarek et Walid

A Ilham et les marocains de Marseille

A Mohamed et Adel

A mes amis de l'École Nationale Polytechnique

d'Alger

Merci à Caroline Luchessi pour son aide

NOMENCLATURE

C_0	Coefficient d'apport	-
C_i	Coefficient de sortie d'écoulement	-
C_p	Chaleur spécifique	J/kg.K
D	Diamètre de la nappe	m
D_α	Coefficient de diffusion de l'espèce α	-
e	Épaisseur du combustible dans le bac	m
f	Fraction de mélange	-
Fr	Nombre de Froude	-
g	Accélération de la gravité	m/s ²
H	Hauteur	m
k	Energie cinétique turbulente	Joules
l	Longueur caractéristique	m
M	Masse molaire	g/mole
m	Masse	g
\dot{m}	Taux de combustion	g/s
P	Pression	Pa
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	J/kg
Q	Puissance convective	W
q	Débit	m ³ /s
r	Rayon du panache	m
S	Surface du bac	m ²
t	temps	s
T	Température	°C
TR	Taux de renouvellement	s ⁻¹
u	Vitesse caractéristique	m/s
v	Vitesse horizontale du panache	m/s
V	Volume	m ³
W	Largeur de l'ouverture de communication	m
x_0	Abscisse médiane à l'ouverture	m
X_c	Abscisse des thermocouples sur l'axe X_0	m
y	Position de la couche des fumées dans le deuxième local	m
Y	Quantité d'espèce produite	g
z_0	Origine virtuelle du panache	m
ΔH_c	Chaleur de combustion	J/kg
ΔH_v	Chaleur de vaporisation	J/kg
$\Phi_{\text{fumées}}$	Pouvoir émissif des fumées	W/m ²
Φ_{max}	Pouvoir émissif maximum des parties lumineuses de la	W/m ²

Lettres grecques

β	Facteur de correction du rayon moyen du bac	-
α	Coefficient d'entraînement	-
σ	Constante de Stéphane Boltzmann	W/m ² .K ⁴
λ	Conductivité thermique	W/m ² .K
η_r	Fraction de l'énergie rayonnée	-
ε	Degré de précision	-
ρ	Masse volumique du combustible	kg/m ³
ϕ	Diamètre	m
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s

Indices :

0	Ambiant
a	Admission
bac	Bac
c	Convective
CO	Monoxyde de Carbone
CO ₂	Dioxyde de Carbone
H ₂ O	Vapeur d'eau
e	Extraction
f	Foyer
he	Hélium
n	Neutre
p	Porte
s	Fumée
Soot	Suies
v	Volumique

ملخص

في هذا العمل نهتم بدراسة عملية تسرب دخان ناتج عن حريق موجود في غرفة متصلة بغرفة أخرى عن طريق فتحة عمودية. إحدى الغرف تحتوي على تهوية ميكانيكية داخلية. دراسة المشكل تكون بواسطة نموذجين مصغرين. الدراسة الرقمية تمت باستعمال البرامج FLUENT و FDS. مقارنة بين النتائج العلمية المتحصل عليها مع النتائج الرقمية مكنت من تحديد فعالية كل برنامج.

كلمات مفتاحية: تسرب، دخان، نار، غرفة، نموذج رقمي

Résumé :

Dans le présent travail, nous nous sommes intéressés à une étude expérimentale du comportement des fumées émises dans un local incendié communiquant avec un compartiment ventilé mécaniquement, de même dimensions, par le biais d'une ouverture verticale. L'analyse du problème a été faite à une échelle réduite, sur deux maquettes. La modélisation numérique du problème a été réalisée sur la base d'utilisation de deux codes de calcul : FDS et FLUENT. La confrontation des résultats numériques et expérimentaux a permis de mettre en évidence les performances de chaque code vis-à-vis du problème étudié.

Mots clé : Propagation, fumées, incendie, compartiment, modélisation.

Abstract:

In this work, we were interested in an experimental study on the behaviour of smoke emitted in a room communicating with another one mechanically ventilated, of the same size, through a vertical opening. The analysis of the problem was made on two reduced scale models. Numerical modelling of the problem is made using two computer softwares: FLUENT and FDS. The comparison between experimental and numerical results allows us to deduce the performances of each software with respect to the studied problem.

Key words: Propagation, smoke, fire, compartment, modelling

SOMMAIRE

INTRODUCTION GÉNÉRALE	- 1 -
CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	- 3 -
1.Introduction	- 3 -
1.1. Propagation des fumées dans des milieux confinés	- 3 -
1.2. Stratification des fumées	- 7 -
1.3. Modèles de panaches	- 9 -
1.4. Modèles mathématiques	- 11 -
CHAPITRE 2 : PROBLÉMATIQUE ET SUJET D'ÉTUDE	- 14 -
2.Problématique :	- 14 -
2.1. Les feux de bacs	- 21 -
2.1.1. Processus de combustion dans un feu de nappe	- 21 -
2.1.2. Puissance du foyer	- 22 -
2.1.3. Taux de combustion	- 23 -
2.1.4. Temps de combustion	- 24 -
2.1.5. Combustion du Tétra propylène hydrogéné (TPH) dans le cas d'un compartiment semi confiné	- 24 -
CHAPITRE 3 : ETUDE EXPÉRIMENTALE	- 28 -
3.Modèle expérimental	- 28 -
3.1. Étude expérimentale sur la maquette thermique	- 28 -
3.1.1. Cas du compartiment source seul semi confiné	- 29 -
3.1.1.1. Mesures de température	- 30 -
3.1.1.2. Mesure de Flux de chaleur	- 30 -
3.1.1.3. Mesure du taux de combustion	- 31 -
3.1.1.4. Mesure de vitesse au niveau de l'ouverture verticale par Vélocimétrie Laser	- 31 -
3.1.1.5. Série d'essais réalisés	- 33 -
3.1.2. Cas du compartiment source avec local cible semi confiné	- 34 -
3.1.2.1. Description du dispositif	- 34 -

3.1.2.2.	Mesure de température _____	- 34 -
3.1.2.3.	Série d'essais réalisés _____	- 35 -
3.2.	Étude expérimentale sur la maquette densimétrique _____	- 36 -
3.2.1.	Règles de similitude _____	- 37 -
3.2.2.	Maquette densimétrique et ventilation mécanique dans le local cible ____	- 39 -
3.2.2.1.	Description du dispositif _____	- 39 -
3.2.2.2.	Essais réalisés _____	- 41 -
3.2.2.3.	Mesures de vitesses par LDV _____	- 42 -
3.2.3.	Maquette densimétrique sans ventilation du local cible (Local ouvert) __	- 43 -
3.2.3.1.	Mesures de vitesse par PIV _____	- 43 -
	CHAPITRE 4 : ETUDE NUMÉRIQUE _____	- 44 -
4.	Introduction _____	- 44 -
4.1.	Équations régissant l'écoulement des fumées _____	- 45 -
4.2.	Modélisation de la turbulence _____	- 46 -
4.2.1.	Modèle k- ϵ et ses variantes _____	- 48 -
4.2.1.1.	Modèle k- ϵ Standard _____	- 48 -
4.2.1.2.	Modèle k- ϵ RNG _____	- 49 -
4.2.1.3.	Modèle k- ϵ Realizable _____	- 49 -
4.2.2.	Modèle LES (Large Eddy Simulation) _____	- 49 -
4.3.	Modélisation de la maquette densimétrique _____	- 50 -
4.3.1.	Calcul sur FDS _____	- 50 -
4.3.1.1.	Présentation du code _____	- 50 -
4.3.1.2.	Modèles présents dans FDS _____	- 51 -
4.3.1.3.	Modélisation en utilisant la technique LES _____	- 53 -
4.3.1.4.	Modélisation en utilisant la DNS _____	- 53 -
4.3.1.5.	Domaine de calcul _____	- 54 -
4.3.1.6.	Maillage _____	- 55 -
4.3.2.	Calcul sur FLUENT _____	- 56 -
4.3.2.1.	Méthode des volumes finis _____	- 56 -
4.3.2.2.	Domaine de calcul et maillage _____	- 57 -
4.3.2.3.	Conditions aux limites _____	- 58 -
4.3.2.4.	Sous relaxation _____	- 60 -

4.4. Modélisation de la maquette thermique _____	- 60 -
4.4.1. Hypothèses _____	- 60 -
4.4.2. Modélisation de la combustion sur FDS _____	- 60 -
4.4.3. Modélisation de la combustion sur FLUENT _____	- 62 -
4.4.3.1. Équations mathématiques _____	- 63 -
4.4.3.2. Modèles de combustion _____	- 64 -
4.4.3.3. Conditions aux limites _____	- 66 -

CHAPITRE 5 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS - 69 -

5. Résultats expérimentaux _____ - 69 -

5.1. Résultats des essais sur la maquette thermique _____ - 69 -

5.1.1. Maquette thermique avec local source seul _____ - 69 -

5.1.1.1. Résultats des Visualisations par tomographie Laser _____ - 69 -

5.1.1.2. Profils de température et de flux de chaleur _____ - 71 -

5.1.1.3. Profil de vitesse au niveau de l'ouverture _____ - 73 -

5.1.2. Maquette thermique avec local cible semi confiné _____ - 75 -

5.1.2.1. Profils de température dans le local source _____ - 75 -

5.1.2.2. Profils de température dans le local cible _____ - 84 -

5.1.3. Conclusion de la partie thermique _____ - 89 -

5.2. Résultats d'essais sur la maquette densimétrique _____ - 90 -

5.2.1. Résultats de visualisations par tomographie Laser _____ - 90 -

5.2.1.1. Visualisations dans le local source _____ - 90 -

5.2.1.2. Visualisations dans le local cible _____ - 92 -

5.2.2. Mesure de vitesse au niveau de l'ouverture par LDV _____ - 95 -

5.2.3. Champ de vitesse au niveau de l'ouverture _____ - 96 -

5.2.4. Conclusion de l'étude expérimentale sur la maquette densimétrique _____ - 98 -

6. Résultats de l'étude numérique _____ - 99 -

6.1. Modélisation de la maquette densimétrique _____ - 99 -

6.1.1. Calcul sur FDS _____ - 99 -

6.1.2. Calcul sur FLUENT _____ - 104 -

6.1.3. Comparaison entre les résultats des deux codes _____ - 107 -

6.2. Modélisation de la maquette thermique _____ - 111 -

6.2.1. Calcul sur FDS _____ - 111 -

6.2.2. Calcul sur FLUENT _____	- 116 -
6.2.2.1. Profils de vitesses au niveau de l'ouverture _____	- 116 -
6.2.2.2. Profils de température dans le local source _____	- 117 -
6.3. Recommandations _____	- 119 -
6.4. Conclusion de l'étude numérique _____	- 122 -
CONCLUSION GÉNÉRALE _____	- 124 -
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES _____	- 127 -
ANNEXES _____	- 130 -

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Les installations industrielles sont exposées chaque année à des risques (incendie, inondation...) et sont amenées à polluer l'environnement. Pour les installations nucléaires, le problème d'incendies doit être parfaitement maîtrisé. Les dommages causés montrent qu'une évaluation particulière de la protection contre l'incendie dans ces installations doit être réalisée. Corrélativement, des recherches doivent être entreprises pour mieux quantifier ces risques et essayer d'apporter des solutions crédibles au problème posé.

Les programmes de recherche sur les feux se focalisent sur la compréhension des phénomènes physico-chimiques et leurs effets sur les équipements en se basant sur des reproductions expérimentales sur des maquettes accompagnées d'un développement de la modélisation. L'outil numérique peut jouer un rôle crucial dans l'analyse des résultats expérimentaux.

Un incendie dans une installation nucléaire peut conduire à une dégradation du niveau de sûreté de l'installation et menacer le confinement des matières radioactives [1], il peut causer un dysfonctionnement des équipements de contrôle, ce qui peut mener à une catastrophe écologique qui serait fatal.

Les systèmes de ventilation mal contrôlés peuvent jouer le rôle d'ennemi invisible dès qu'ils peuvent fournir de l'air frais au feu, donc favoriser la propagation de l'incendie vers d'autres locaux. Mais ils peuvent aussi évacuer les fumées permettant une lutte plus aisée contre le feu. L'impact de la ventilation sur le développement de l'incendie est complexe. Il nécessite des études approfondies afin de comprendre son comportement

Notre étude s'intègre parmi les programmes de recherches menés par le laboratoire d'étude sur les feux attaché au centre de sûreté nucléaire à Cadarache (IRSN), qui portent sur le déroulement et les conséquences d'un feu dans un local fermé et ventilé et l'éventualité de sa propagation vers d'autres locaux. Le centre est doté de plusieurs locaux de différentes tailles pour étudier des feux de différentes natures et de tailles variées. Cette étude se limite à une partie du site, nommée DIVA (**D**ispositif d'étude des **I**ncendies, de la **V**entilation et de l'**A**érocontamination), qui met en cause 3 locaux or dans notre cas, on s'intéresse uniquement à deux d'entre eux.

L'objectif global de l'étude est la compréhension et la description du mécanisme de propagation des fumées entre deux locaux dans une centrale nucléaire. La procédure à suivre consiste à effectuer une approche expérimentale sur des reproductions à échelle réduite (Échelle 1/5 du dispositif DIVA) afin d'évaluer l'applicabilité de certains outils et l'éventualité de leur transposition sur l'échelle réelle. Outre les simulations numériques menées sur deux codes (FDS et FLUENT), une comparaison entre les résultats expérimentaux et numérique est entreprise pour évaluer les performances des codes utilisés dans des problèmes similaires.

L'expérimentation se déroulera sur deux maquettes à l'échelle 1/5 du dispositif DIVA, l'une permet de simuler un panache de fumées chaud à partir de la combustion d'un combustible contenu dans un bac. La deuxième maquette permet de reproduire les fumées à partir de l'injection d'un gaz froid de faible densité.

Ce mémoire est composé de six chapitres :

Après une introduction, une présentation des différents travaux effectués dans le domaine abordera l'étude de la propagation dans des milieux confinés, la stratification, les modèles mathématiques et les codes numériques utilisés. Une synthèse de l'étude menée sur une maquette au 1/20 du dispositif DIVA sera présentée.

La problématique sera présentée dans le deuxième chapitre, avec une approche théorique sur les bacs de feux.

Une présentation du modèle expérimental composé des deux maquettes sera entreprise dans le troisième chapitre. Les différents montages avec les séries d'essais seront décrits également.

Dans le quatrième chapitre, on décrira la simulation numérique des deux maquettes expérimentales avec une présentation globale des deux codes ainsi que la mise en équation du phénomène. La modélisation de la turbulence sera également traitée.

Dans le sixième chapitre, la conclusion de l'étude sera présentée, avec une projection sur les perspectives.

CHAPITRE 1
REVUE
BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Introduction

Un incendie dans une structure composée de plusieurs locaux est non seulement un risque d'endommagement à la construction, mais aussi un risque d'atteinte aux occupants. Dans un milieu clos, la stratification des fumées diminue la visibilité et emprisonne l'air sous forme de couche non polluée. Les feux de compartiments, de part la configuration, sont rencontrés plus dans des milieux industriels. L'enjeu de la compréhension du phénomène de propagation est très important. Le contrôle et la maîtrise de ce phénomène doivent être toujours recherchés. Dans cette optique, différents travaux ont été entrepris.

Le transfert de fumée d'un compartiment à un autre se fait à travers une ou plusieurs ouvertures de différentes tailles, sous l'effet d'un élément externe, ou bien selon la propre dynamique du panache. Une attention particulière doit être portée à l'écoulement. De même que, sous l'effet de la ventilation, la propagation est fortement imposée par l'effet de brassage interne généré par des ventilateurs s'ils existent dans l'ouvrage. La ventilation a pour rôle principal d'apporter la quantité d'air nécessaire à l'hygiène et au confort des occupants. Son débit dépend des conditions ambiantes et de l'environnement extérieur.

Selon la position des ouvertures, une injection d'air frais par le haut d'un local incendié engendre un mélange entre les fumées et l'air, tandis que si elle se fait par le bas du local, elle permet un déplacement des fumées qui facilite la formation de couches stratifiées.

1.1. Propagation des fumées dans des milieux confinés

Yunuong et al. (2005) [2] ont étudié le régime d'une ventilation limitée pour déterminer l'effet d'extinction et l'influence de l'oxygène sur un feu. Le modèle est basé sur une expérimentation avec des bacs d'heptane dans une maquette à échelle réduite. Ils ont noté que l'extinction dépend du degré d'échauffement à l'intérieur du local ainsi que du taux d'oxygène. Ce dernier dépend principalement du taux de confinement.

L'étude de la propagation de fumées froides entre deux compartiments réalisés par Posner et al. (2002) [3] sur une maquette à une échelle de 1/10 d'un dispositif composé de deux locaux a permis de faire une comparaison des résultats obtenus par différentes

techniques de mesure (LDV et PIV) et une simulation numérique (FLUENT). En considérant le cas d'une ventilation mécanique, ils ont déduit que les obstacles influent fortement sur l'écoulement du panache et qu'ils doivent être pris en compte lors de la conception de la ventilation. Ceci montre que la géométrie de la structure influe aussi sur la nature de l'écoulement.

D'autres auteurs se sont intéressés plus particulièrement aux phénomènes de propagation au niveau des ouvertures. Philips et al. [4] ont étudié le problème de transfert de masse entre deux locaux communiquant par une ouverture verticale. Ils ont rapporté que, dès que le remplissage du local atteigne le haut de l'ouverture, le régime stationnaire s'établit. Pour les ouvertures larges, le débit sortant augmente ; ce qui favorise l'entraînement de l'air. Ils ont déduit que, pour les ouvertures dont le rapport de la largeur sur la hauteur variant entre 2 et 10, l'épaisseur de la couche d'air frais se situe entre $0.7H_p$ et $0.9H_p$ (H_p est la hauteur de l'ouverture). Ceci montre que la géométrie du panache de fumées dépend de la taille de l'ouverture d'évacuation. Donc pour assurer une bonne sécurité dans des compartiments semi confinés, il est nécessaire de bien choisir la position et la taille des sorties, bouches...

Pour un feu entre deux locaux séparés par une ouverture verticale, la propagation se produit selon une série d'étapes successives ; au dessus de la source du foyer se libèrent les produits de combustions qui s'élèvent dans le local incendié pour occuper toute sa partie haute (figure 1.1). Avec le remplissage progressif, les couches de fumées atteignent l'ouverture de communication et commencent à s'écouler vers le local adjacent. La quantité d'oxygène présente dans le local commence à diminuer ce qui fait que l'air nécessaire à la combustion sera amené de l'extérieur du local à travers l'ouverture.

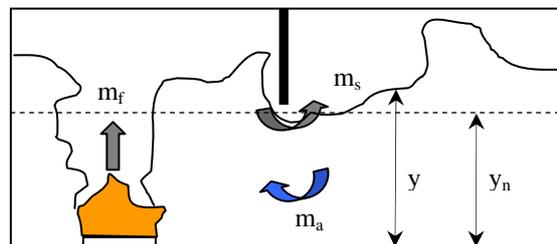


Figure 1.1 : Différents débits au niveau d'une ouverture

Le plan existant entre l'écoulement des fumées et d'air frais au niveau d'une ouverture est généralement appelé « plan neutre », situé à une hauteur de y_n tel que représenté sur la figure 1.1.

Au niveau de l'ouverture se présentent deux écoulements ; le premier correspond aux fumées s'échappant du local incendié par la partie haute de l'ouverture, le deuxième correspond à l'appel d'air produit par la partie basse de l'ouverture. La quantité de fumées évacuées par l'ouverture s'exprime comme :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (1)$$

La quantité de fumées générées au niveau du foyer peut s'obtenir à partir de la formulation proposée par Zukoski (Annexe D).

La détermination des débits de fumées à travers une ouverture de séparation entre deux locaux a fait l'objet de plusieurs travaux tant sur le plan expérimental que numérique. Selon Prah et Emmons (cité par Yaping (1999) [5]), la masse de fluide traversant l'ouverture est proportionnelle au rapport des températures des deux locaux.

Yaping (1999) [5] a étudié les phénomènes de mixage à travers une porte de communication entre deux compartiments sur une maquette avec plusieurs locaux ventilés naturellement. Il a mis en évidence la présence de zones de recirculation près du coin supérieur de l'ouverture de communication, ce qui génère un gradient de température pouvant influencer sur l'endurance de la structure. Cependant ce phénomène n'altère pas le débit de fluide échangé entre les compartiments. Il a déduit que la concentration d'oxygène dans la structure pourra constituer un indice révélateur de la qualité des structures.

Tanaka et Coworkers (cité par Chow et al. (2005) [6]) ont proposé une corrélation simplifiée par rapport à celle donnée par Quintiere sur les débits massiques à travers une ouverture qu'ils ont utilisé pour déterminer les températures au niveau de l'ouverture de communication [7].

Les débits des fumées et d'air au niveau de l'ouverture sont exprimé respectivement par :

$$\dot{m}_g = C_0 \cdot W \cdot \rho_\infty \cdot T_\infty \cdot \sqrt{\frac{2g}{Tr}} \cdot \left[\left(\frac{1}{T_{a1}} - \frac{1}{Tr} \right)^{1/2} (H_h - N)^{3/2} + \frac{2}{3} \left(\frac{1}{T_{a2}} - \frac{1}{Tr} \right)^{-1} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{1}{T_{a2}} - \frac{1}{Tr} \right) (H_h - N) \right] + \left[\left(\frac{1}{T_{a2}} - \frac{1}{Tr} \right) (H - H_h)^{3/2} \right] \right\} \right] \quad (2)$$

Et :

$$\dot{m}_a = C_i \cdot W \cdot H^{3/2} \cdot \rho_\infty \cdot T_\infty \cdot \sqrt{2g} \cdot \frac{1}{T_{a1}} \left\{ 1 - \frac{T_{a1}}{T_r} \right\}^{1/2} \left(\frac{N}{H} \right)^{3/2} \quad (3)$$

Avec :

H_h : La hauteur de la l'interface entre les couches chaudes et froides dans le local adjacent;

T_{a1} : La température de la couche froide dans le local adjacent;

T_{a2} : La température de la couche chaude dans le local adjacent;

T_r : La température en fonction de la hauteur z ;

H : Hauteur du local;

\dot{m}_s : Débit sortant du local;

\dot{m}_a : Débit entrant dans le local;

Chow et al. [6] a donné une corrélation plus simplifiée sur les débits au niveau de l'ouverture qui s'exprime seulement en fonction des dimensions de l'ouverture.

Gupta et Rajiv (2003) [30], sur la base de considérations mathématiques, ont donné une expression de débits au niveau de l'ouverture de communication en fonction de la position du plan neutre (Annexe C).

McCaffrey et Quintiere (1977) [8] ont étudié les écoulements flottant générés par une source de puissance constante dans un couloir à échelle réelle. Les profils de vitesses mesurées en amont et en aval de l'ouverture indiquent un fort mélange et un écoulement entraîné dans le couloir reliant le local incendié et la chambre adjacente.

Prahl et Emmons (1975) [9] ont présenté une analyse détaillée sur les feux amenés à travers des ouvertures, en se basant sur des théories hydrauliques. Un modèle expérimental utilisant l'eau et le Kérosène a été mis en place pour tester la validité de la théorie proposée. Les résultats obtenus montrent que les coefficients tirés d'expériences, utilisés dans le modèle peuvent prédire le comportement du fluide.

Zukoski & Kubota (1980) [10] ont proposé un modèle simple qui décrit le mouvement des produits de combustion et de l'air frais causé par un feu localisé dans une structure à deux compartiments. Les auteurs ont décrit l'impact sur le plafond du local adjacent du panache sortant qui peut être un jet impactant, ou détaché. A partir de l'approximation de Boussinessq, ils ont défini le «*point de flottabilité neutre*» qui correspond au point de l'ouverture de

communication entre les deux locaux où la différence de pression est nulle. Le modèle prédit également le mouvement de la couche de séparation entre les deux couches de fumées et d'air frais. Ceci montre que les régimes de mélange peuvent entraîner un impact différent dans les locaux adjacents.

L'objectif commun de ces études était la compréhension de la dynamique du mouvement des fumées entre des compartiments avec ventilation naturelle ou forcée. Le transfert de matière à travers une ouverture vers d'autres locaux adjacents est particulièrement analysé. La complexité et l'effet aléatoire des phénomènes font qu'un certain nombre de corrélations empiriques a été proposée. L'écoulement de fumée dans des compartiments adjacents est généralement suivi de remplissage et de stratification. Celle-ci a été traitée dans divers travaux qu'on va aborder dans 1.2.

1.2. Stratification des fumées

La génération des fumées lors d'un incendie est généralement suivie d'un remplissage progressif du local en question. Selon le régime de ventilation présent, ce remplissage peut être la cause de la formation d'une stratification. Les gaz chauds produits et la suie tendent à se stratifier. Ce phénomène est appelé « *layering* » [11,12]. Sous les effets de la dilatation thermique, le mouvement de l'interface thermique peut influencer sur l'écoulement interne et sur le mouvement des couches [11].

En fait, la position de la discontinuité thermique entre les deux couches suit le mouvement de la couche supérieure qui tend à descendre verticalement sous l'effet de l'entraînement d'air. Une fois qu'elle atteint le niveau de la source du foyer, cette dernière sera immergée dans la couche de fumée et cesse ainsi l'appel d'air. La couche de fumées se stabilise sous l'effet de la dilatation thermique des gaz chauds situés sur la partie supérieure. L'intensité du feu diminue en raison du manque d'air frais jusqu'à l'extinction. Le panache de fumées envahit l'enceinte incendiée, puis se propage vers le local adjacent où il se développe comme un panache turbulent. Un mécanisme similaire de stratification se produit dans le compartiment non incendié. Quand la couche stratifiée atteint le fond de ce local, l'air frais sera emprisonné et n'influe plus sur l'écoulement des fumées [12].

Le premier à avoir présenté un modèle analytique sur le remplissage est Zukoski (cité par Mowrer (1999) [13]), qui sera largement adopté et utilisé. D'autres modèles ont été

également développés par Cooper et al. (1981) [12], Wong et Griffiths (cité par Mowrer (1999) [13]). Ces modèles d'étude de la stratification se différencient par leurs conditions d'établissement concernant les arrangements d'ouvertures.

Yeoh et al. (2004) [14] ont développé un modèle basé sur la théorie des réseaux et qui permet de localiser les interfaces thermiques dans les feux de compartiments. C'est un modèle très utile particulièrement pour le développement des codes à zones.

Les essais de Hunt et al. (2001) [15] portant sur l'injection de l'eau salée dans une enceinte remplie d'eau douce pour simuler la stratification montrent qu'une source générant un fluide flottable entraîne des turbulences et laisse l'environnement du local mélangé. Cependant, avec la présence d'un fluide flottable à des débits variés, plusieurs possibilités d'écoulement se produisent passant ainsi d'un écoulement stratifié à un écoulement totalement perturbé, en jouant sur le degré de flottabilité et sur la force du jet.

Lin et Linden [16] (1992) se sont concentrés sur la stratification dans un local avec des ouvertures en haut et en bas des deux cotés opposés de la structure. L'expérience utilise de l'eau douce comme fluide dans le local et de l'eau salée injectée pour générer un panache flottant. D'un autre côté, ils proposent un modèle mathématique pour l'étude du phénomène d'écoulement dans cette enceinte. Ils déduisent que, pour un rapport unitaire des sections d'ouvertures, le modèle surestime légèrement les densités. Une excellente correspondance avec les résultats numériques et expérimentaux est obtenue pour les rapports des sections supérieurs à 1.

Leurs expériences se sont déroulées pour plusieurs coefficients d'entraînement qui sont basés sur le degré de flottabilité et le débit d'injection à la source. La présence de fuites au niveau haut du local se traduit par le fait que le mouvement de la couche supérieur se fait par l'entraînement du panache. Dans le cas de fuites dans le bas du local, le mouvement de la couche supérieur est dicté par le panache et à l'expansion des gaz. Ce dernier phénomène joue un très grand effet dans les petits locaux.

Une étude similaire sur les panaches chauds se répandant dans un volume fixe, menée par Baines et Turner (cité par S.Tirliot (2005) [26]), a permis de suivre le cas d'une stratification verticale. Ils ont montré que, pour un rapport limite de la hauteur sur la largeur, le panache turbulent ascensionnel se diffuse le long du plafond pour former une couche d'air

chaud séparée par un front horizontal (Ou interface thermique) de la couche d'air froid. Ils ont développés le modèle « Filling Box », pour lequel une stratification stable est développée de telle sorte que tout le fluide dans l'espace a été chauffé du même taux. Ce modèle est basé sur les théories du panache de Morton [17], qui montre que l'interface de fumée à une hauteur donnée par :

$$\frac{z_0}{H} = \left[\frac{4\alpha}{5} \left(\frac{18\alpha}{5\pi} \right)^{1/3} \frac{tH^{2/3} B_0^{1/3}}{R^2} + 1 \right]^{-3/2} \quad (4)$$

Hunt et al. [15] (2001) considèrent, d'après leurs essais expérimentaux, que le modèle du Filling box est valable lorsque la longueur du jet est très faible devant la hauteur du local.

Morton et al. (Cité par Hunt et al. [15]) définissent la hauteur critique du jet comme étant la limite de création d'un mouvement de renversement.

Crouzix et al. (2005) [18] ont développé plusieurs corrélations sur le modèle de «Filling box» pour un local (enceinte, réservoir..) avec des cas adiabatiques et non adiabatiques, et avec ou sans ventilation. Leurs expériences sur un grand local ont permis de déduire qu'il était possible de rendre ce modèle plus complet en incluant les pertes de chaleurs aux murs.

1.3. Modèles de panaches

Les panaches de fumées ou les flammes sont définis comme des volumes de gaz qui se comportent aléatoirement en fonction du régime de ventilation et du degré de confinement. Pour caractériser un panache ou une flamme, il est fortement utile de repérer ce volume dans l'espace. Dans la bibliographie, on rencontre souvent le concept d'origine virtuelle qui intervient dans les modèles de panaches. Une origine virtuelle permet de donner un point de référence du point de départ du panache. L'origine virtuelle est souvent déterminée par la formulation de Heskestad (2001) [19], donnée par :

$$z_0 = -1.02 \cdot D + 0.083 \cdot Q^{2/5} \quad (5)$$

Avec :

Q : Puissance du feu simulée ;

D : Diamètre du foyer;

D'autres auteurs ont proposé plusieurs corrélations permettant de déterminer l'origine virtuelle [1,8]. Les panaches peuvent être divisés en deux catégories; ceux représentant un panache au sens propre du terme et ceux représentant un jet dynamique.

Les modèles de panache permettent de déterminer les caractéristiques telles que la vitesse, rayon,... en n'importe quel point appartenant au panache. Les modèles proposés se différencient par leurs conditions d'expérience, et par l'intégration d'un ou de certains facteurs intervenant dans la physique de l'écoulement. Certains auteurs incluent l'entraînement généré par le panache qui caractérise le mouvement secondaire présent sur le contour de ce dernier. Généralement, l'entraînement est exprimé comme le rapport de vitesse en deux points distincts sur l'axe du panache. Rooney et al. (1997) [20] ont présenté une approche sur la détermination du coefficient d'entraînement, déduit à partir de comparaisons faites sur un panache de Boussinesq.

Les modèles de panache sont dans la plus part des cas thermiques. Les plus connus sont ceux de Zukoski, de Heskestad et de McCaffrey. Les équations du modèle proposé par Heskestad [19] sont données à titre d'indication dans l'annexe A.

McCaffrey (cité par Audouin (1995) [21]) a présenté un modèle de panache thermique dans lequel l'entraînement d'air n'est pas pris en considération. Ce modèle établi à partir d'expérimentation avec un brûleur, montre la présence de trois zones distinctes (flamme, zone intermittente, zone de panache). Une formulation a été proposée pour chaque partie.

Dans la plupart des cas, l'étude est faite sur les panaches thermiques générés à partir de bacs contenant du combustible, qui permettent des temps d'expérience contrôlables. De plus ils mettent en évidence la nécessité de la compréhension du phénomène d'entraînement. Celui-ci influe sur l'efficacité de la combustion, donc sur les niveaux de températures et sur l'écoulement [61, 22]. L'avantage de la reproduction d'un panache thermique est qu'il est représenté en même temps que la flamme qui est aussi un sujet intéressant à étudier.

Heskestad et al. (1998) [23], ont souligné que la distorsion d'une flamme à l'aide d'une grille augmente la température au dessus de cette dernière. C'est un phénomène qui montre que lors d'un incendie, les sols poreux peuvent ralentir la lutte contre la propagation du feu entre les étages de la structure.

D'autres travaux sur les panaches visant à comprendre l'influence d'éléments externes sur l'évolution des caractéristiques d'un point du panache ont été effectués. A titre d'exemple, notons les travaux de Kasper et Cetegen (1996) [24] qui ont étudié le comportement d'un panache d'hélium sous l'influence d'une excitation acoustique. Ceci permet de créer un

panache de fumées flottant, c'est à dire que sa propagation se fait indépendamment de l'inertie initiale du jet.

1.4. Modèles mathématiques

Un autre volet de la recherche sur les feux et les incendies est relatif à la modélisation numérique du problème de propagation des fumées. La particularité du problème de notre étude est la présence de ventilation mécanique qui n'a pas été traitée suffisamment pour des cas d'incendies avec ventilation forcée. Plusieurs travaux de recherches sur les simulations numériques ayant pour but d'améliorer le dimensionnement des systèmes de ventilation ont été menés. La fonction élémentaire d'un système de ventilation est d'assurer un apport d'air approprié pour maintenir un niveau de température adéquat dans une structure et son efficacité dépend de la qualité d'air injecté. Pour des formes complexes, la modélisation de toutes les régions du domaine est très complexe. La représentation des problèmes tels que la couche limite devient délicate.

L'écoulement au niveau des ouvertures est fortement influencé par la présence de courants dûs à la ventilation. Linden et Lane-Serff (1993) [25] ont étudié le problème de ventilation dans une chambre liée à un environnement et ont développé un modèle mathématique pour une source ponctuelle de chaleur permettant d'obtenir des prédictions sur la trajectoire des panaches sans avoir recours à la modélisation complexe de la turbulence. Les résultats obtenus ont été comparés avec des résultats expérimentaux. Le modèle permet également la détermination des paramètres de l'écoulement tels que la vitesse, la densité, le rayon, paramètres qui peuvent être exprimées en fonction de la distance par rapport à une origine de génération du panache.

L'étude expérimentale de Posner et al. (2002) [3] a été confrontée à des simulations numériques de modèles tridimensionnels simples en utilisant les modèles de turbulence k-ε Standard et RNG. Les auteurs ont noté que le modèle RNG présente un résultat plus cohérent avec les mesures expérimentales de vitesse déduites par LDV et PIV que le modèle k-ε Standard. Ils ont souligné que l'erreur ne dépasse pas 20 %. De plus, ils mentionnent que la présence d'objets volumineux cause des courbures de lignes de courant, introduisant des contraintes qui ne peuvent pas être simulées par des modèles simples de turbulence.

Chow et al. (2005) [6] ont exploité une nouvelle version du code FDS (Version 3.01), développé par « National Institute of Standards and Technology » et ont présenté des corrélations décrivant l'écoulement au niveau d'une ouverture générée par un feu avec présence de ventilation. Les résultats comparés avec les expériences de Tanaka et Coworkers [20] ont donné une bonne concordance entre eux. Cependant, ils ont trouvé que la température de la couche supérieure déduite numériquement est plus grande que celle obtenue expérimentalement (entre le local incendié et le local adjacent). Ils ont déduit que le modèle radiatif doit être amélioré pour les simulations numériques.

Tanaka & Coworkers (1997) [20] ont reporté la formation d'une couche stable de gaz chauds dans le local adjacent au local incendié, distincte d'une couche froide présente dans ce même local ; ce qui a été trouvé également numériquement. Un des résultats numériques importants est que le flux injecté dans un local est égal au flux sortant par l'ouverture.

Chen et al. (2005) [29] ont utilisé un modèle sur un seul compartiment, dérivé du modèle de Zukoski, avec l'introduction de quelques modifications. Ce modèle permet d'étudier l'évolution de la température entre deux locaux séparés par une ouverture verticale et suppose que le domaine est divisé en un nombre arbitraire de couches horizontales dans lesquelles la température et les propriétés physiques sont supposées être uniformes. Les résultats ont montré une bonne concordance entre résultats par rapport aux modèles à deux zones.

Gupta et Rajiv (2003) [30] ont développé un modèle mathématique pour l'étude de l'écoulement de fumées entre deux compartiments. Leur code (**CALLTREE** : Calculate Temperature for Risk Estimation in Enclosures) basé sur la représentation d'un feu par un panache unique, a été validé par des expériences avec des feux d'Heptane et aussi par les expériences de Steckler sur les feux de méthane.

Xue et al. [31] (2001) ont présenté une comparaison entre différents modèles de combustion pour différents types de feux en espace confinés. Le résultat était relativement satisfaisant, sauf que des différences de prédictions de températures sont détectées. Ceci est dû à l'apparition dans certains modèles de termes supplémentaires (comme le rayonnement des suies).

Yeoh et al. (2003) [32] ont présenté une étude numérique pour une structure composée de plusieurs compartiments et les résultats obtenus ont été comparés avec les données de Luo

et Beck (cité par Yeoh (2003) [32]). La modélisation se base sur la représentation de la combustion en utilisant le modèle de flamme laminaire. Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec l'expérimentation réalisée sur un brûleur à propane. Les auteurs ont noté que le modèle de flammelette permet de prédire avec une bonne précision les concentrations de Dioxyde et de monoxyde de Carbone.

S.Tirliot (2005) [26], Ouarem (2005) [27] et Bouadem (2005) [28] ont simulé sur FDS l'écoulement d'un panache d'hélium d'un local vers un autre local ventilé, séparés par une ouverture verticale (Maquette au 1/20 du dispositif DIVA étudié dans ce problème). Ils ont remarqué que quelque soit le régime de ventilation, la position du plan neutre se trouve à une hauteur fixe avec la vitesse maximale de 1.5 m/s atteinte en partie haute de l'ouverture.

Au vu de cette étude bibliographique, la modélisation de la propagation des feux dans des multi-locaux est principalement recherchée. Cette prédominance est liée d'un part aux coûts élevés des expériences à grande échelle, et d'autre part à l'accroissement de la puissance des moyens informatiques, favorisant la simulation numérique. Les codes utilisés sont souvent validés sur une seule série d'expérience menée dans une configuration bien définie. La qualification de ces codes nécessite dès lors des résultats expérimentaux supplémentaires. Notons que les expériences sur la propagation des feux sont liées au facteur de ventilation représentant la forme des ouvertures, qui limite l'alimentation en air. Peu d'études traitent le cas de locaux fortement confinés et ventilés mécaniquement, ce qui est souvent le cas dans les milieux industriels. Ceci est pourtant d'un grand intérêt car un feu confiné sous ventilé ne s'éteint pas forcément et peut changer de comportement.

Des études complémentaires sur le comportement des feux en milieu confiné et ventilé mécaniquement sont encore indispensables pour l'amélioration des analyses de sûreté dans des locaux industriels. Pour améliorer la connaissance des phénomènes de propagation des incendies dans des locaux industriels, l'objectif principal de cette étude est de comprendre la propagation des fumées sous un régime de ventilation mécanique, dans une structure à deux compartiments confinés. Ceci permettra d'acquérir une base de donnée sur l'effet du confinement, la régime de ventilation et la forme des ouverture entre les compartiment sur l'écoulement de fumées générées par l'incendie.

CHAPITRE 2
PROBLÉMATIQUE
ET
SUJET D'ÉTUDE

CHAPITRE 2 : PROBLEMATIQUE ET SUJET D'ETUDE

2. Problématique :

Le cadre de cette étude s'inscrit dans les programmes de recherches menés par le laboratoire d'expérimentation sur le feu attaché à l'institut de radioprotection et de sûreté nucléaire IRSN de Cadarache. Le site en question est doté de plusieurs locaux de différentes dimensions permettant de simuler différents scénarios d'incendies (figure 2.1).

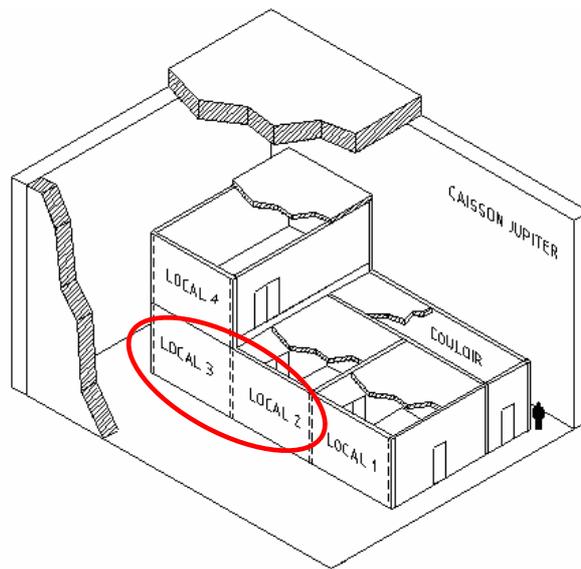


Figure 2.1 : Configuration des locaux d'expérimentation à l'échelle réelle

Le projet en cours, nommé DIVA (*Dispositif d'étude de l'Incendie, la Ventilation et l'Aérocontamination*), entrepris par l'IRSN, met en œuvre trois locaux en filature, communiquant par des ouvertures. L'objectif est d'étudier les phénomènes de propagation de fumées dans des configurations mettant en jeu plusieurs locaux communiquant par des ouvertures, réseau de ventilation, par des fuites...

Dans ce travail, on se limite à l'étude du phénomène de propagation de résidus de combustion entre deux locaux du dispositif DIVA, à savoir les locaux 2 et 3 (figure 2.1). Ces deux compartiments communiquent à travers une ouverture verticale (figure 2.2) et par deux gaines l'une centrée et l'autre excentrée. On conserve dans toute cette étude le cas de la communication des deux locaux à travers l'ouverture verticale uniquement.

La source du feu est disposée dans le compartiment 2 (Local source) au niveau du centre de son plancher et qui est constituée d'un bac contenant un combustible maintenue à une température de 250°C (Huile **mobil DTE Médium**). Le compartiment 3 (Local cible) est soumis à un régime de ventilation mécanique consistant à renouveler l'air à l'intérieur du local. Son taux est donné par :

$$TR(h^{-1}) = 3600 \frac{\text{Débit extrait dans le local}}{\text{volume du local}} = 3600 \frac{\text{Débit injecté dans le local}}{\text{volume du local}} \quad (6)$$

Le système de ventilation est composé de deux gaines, l'une pour l'extraction des fumées et l'autre pour l'injection d'air frais. Pour le cas d'injection d'air par le haut du local, la configuration est nommée injection haute, dans l'autre cas, on note injection basse. La gaine d'extraction est toujours maintenue en haut du local.

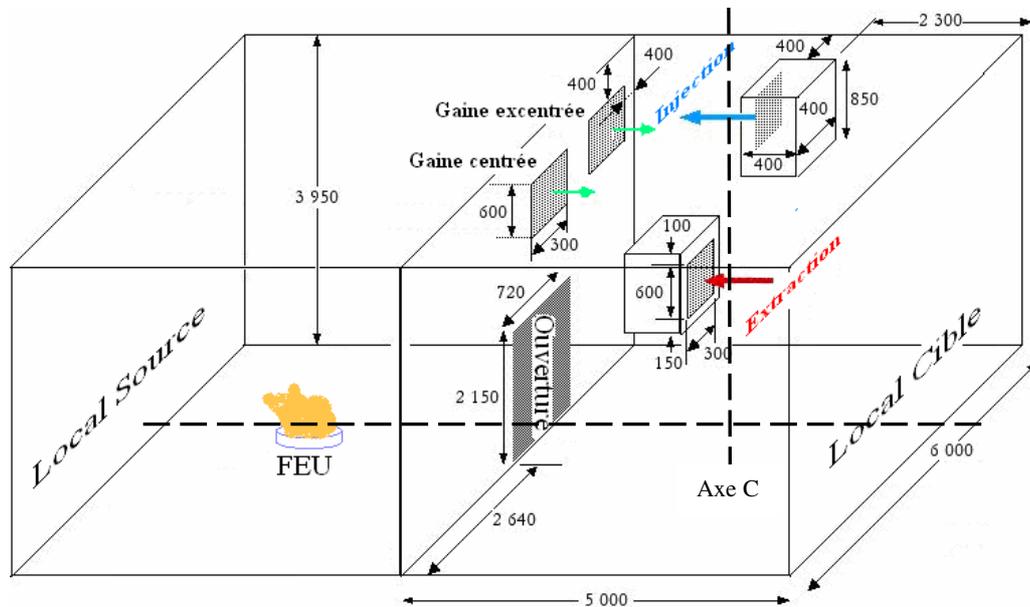


Figure 2.2 : Dispositif expérimental de Cadarache

Les essais menés sur ce dispositif ont permis d'acquérir des cartographies de température dans les deux locaux. Quelques résultats sont présentés sur les figures 2.3a et 2.3b). L'axe central (Axe C) du local est situé à 2.5 m de l'ouverture et centré par rapport à elle.

Des profils de température similaire ont été obtenus dans les deux locaux avec des niveaux plus élevés pour le local 3 (ou local cible). Ce résultat a permis de déduire la présence de trois zones distinctes, comme représenté sur la figure 2.3a et 2.3b).

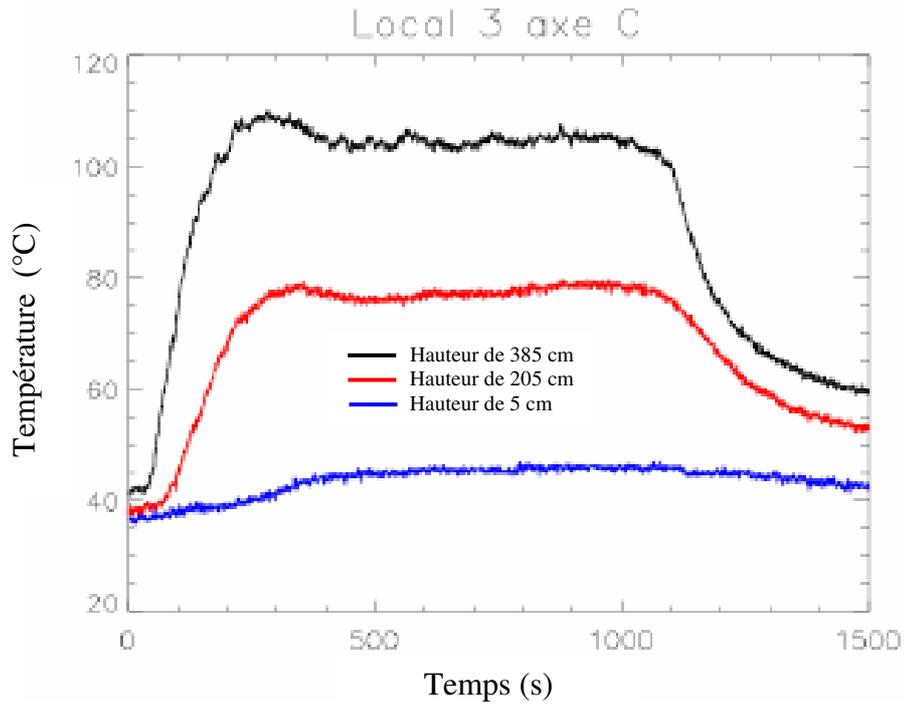


Figure 2.3a : Évolution temporelle de la température dans le local cible du dispositif

DIVA [26]

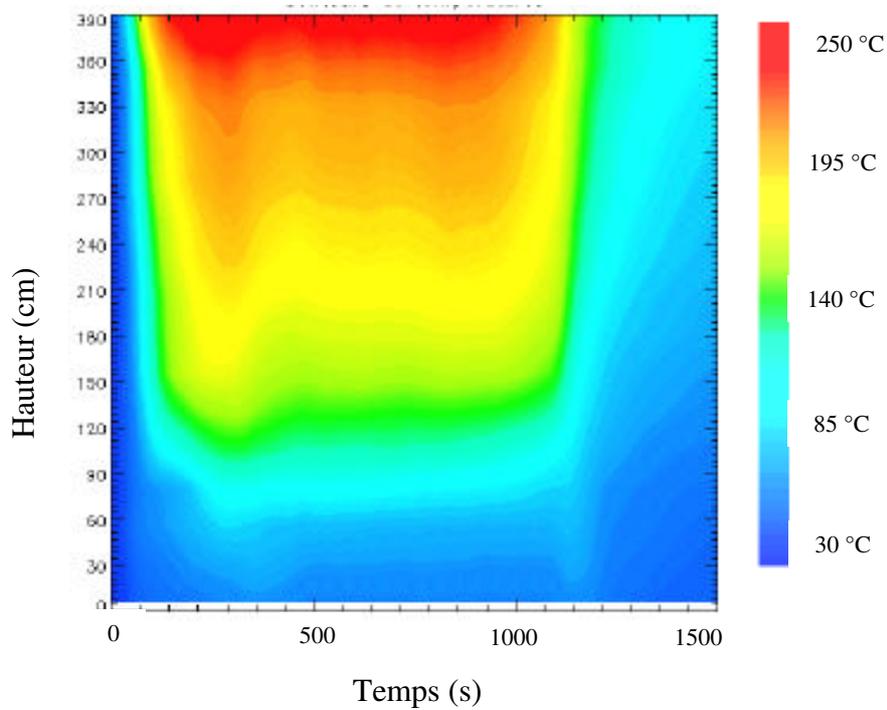


Figure 2.3b : Isothermes dans le local source du dispositif DIVA (Axe central du local)

[26]

S.Tirliot [26] a souligné que lors des essais sur le dispositif DIVA, une inversion du rôle des bouches d'injection et d'extraction peut se produire au moment de l'allumage, c'est un phénomène très présent dans les espaces confinés.

Bilan massique et bilan Énergétique :

Bilan massique :

Dans le volume de contrôle constitué des locaux 2 et 3, la variation de masse des gaz résulte du bilan entre les gains rapportés par la combustion (m_{comb}), par le réseau d'admission de la ventilation (Injection d'air frais) (m_{adm}) et par les pertes dans le réseau d'extraction (m_{ext}) et celles aux fuites sous l'ouverture (m_l) ; à savoir [26]:

$$\frac{dm_{(2+3)}}{dt} = m_{adm} - m_{ext} - m_l + m_{comb} \quad (7)$$

Bilan Énergétique :

Il peut s'écrire comme :

$$\frac{d(m \cdot C_v \cdot T)}{dt} = Q_a \mp Q_e \mp Q_l + Q_f + Q_w \quad (8)$$

Où :

Q_a : Énergie du fluide au niveau de l'admission d'air frais

Q_e : Énergie du fluide au niveau de l'extraction

Q_l : Énergie du fluide au niveau de la fuite

Q_f : Énergie libérée par le foyer

Q_w : Énergie absorbée par les parois

Les séries d'essais sur ce dispositif sont limitées et leur mise en œuvre demande une grande mobilisation et beaucoup de préparation. Quelques dizaines d'essais sont réalisés chaque année, Leur coût très élevé ne permet pas de balayer tout les paramètres du problème. Entre autre, la durée d'expérimentation sur le dispositif DIVA est relativement longue, et implique parfois des techniques de mesures très complexes. L'utilisation de modèles mathématiques reste également limitée puisque les modèles utilisés sont insuffisants pour décrire tout les phénomène avec une échelle spatio-temporelle assez raffinée.

La simulation d'incendies en milieu confiné à grande échelle n'est pas idéale, pouvant générer des dégradations importantes sur l'ouvrage en raison des fortes températures, et posant des problèmes de toxicité des produits de combustion pour les participants. De plus l'instrumentation n'est pas aisée. Dans ce cadre, l'usage est d'employer des modèles physiques intrinsèquement liés à la notion de similitude. Un modèle physique peut être soit une reproduction à échelle réduite du dispositif étudié, soit une analogie physique ou bien souvent les deux à la fois.

L'intérêt des essais à grande échelle est de donner un accès direct aux phénomènes. Il faut savoir que l'utilisation de modèles physiques permet de mettre en évidence ce qui se passe réellement à l'échelle macroscopique uniquement.

Une analogie physique consiste à utiliser un modèle de simulation différent de la réalité mais qui est gouverné par les mêmes équations différentielles que le phénomène réel. Pour ce qui est de la réduction d'échelle, elle consiste à étudier le phénomène à une échelle inférieure à celle du dispositif réel, ce qui permet une meilleure flexibilité dans les temps de simulation, la mobilité, l'installation des instruments...

L'objectif principal de cette étude est de développer des modèles de simulation du problème de propagation des fumées dans une partie du dispositif DIVA de Cadarache, afin de pouvoir comprendre et de décrire la physique du phénomène de propagation des fumées.

Ces modèles de simulation consistent en deux maquettes à une échelle de 1/5 du dispositif, l'une dite thermique et l'autre dite densimétrique. Les résultats des simulations numériques sont obtenus sur deux codes différents (FDS et FLUENT). La maquette thermique constitue un modèle à échelle réduite du dispositif DIVA. La maquette densimétrique est une combinaison entre une analogie aéraulique (puisque elle fait intervenir l'écoulement d'un gaz de faible densité) et une réduction d'échelle du dispositif DIVA.

Une confrontation entre ces techniques permet en premier lieu d'apporter de nouveaux éléments sur la compréhension du problème, et dans un second lieu d'optimiser l'instrumentation utilisée sur le dispositif DIVA. L'utilisation d'un certain type d'outils spécifiques aux laboratoires de recherche pourra être transposée à l'échelle réelle.

Le développement du modèle de la maquette densimétrique a été appliqué précédemment

sur une échelle de 1/20 du dispositif DIVA, pour juger la pertinence de cette techniques. Une série de visualisations par tomographie Laser menés par Ben.M.K [38] ont permis de montrer que le panache de fumées densimétrique présente des propriétés dynamiques nettement similaires à un panache thermique. S.Tirlot [26], par un traitement d'images, a mesuré la position du point d'impact du panache de fumées sur le plafond du local cible, sa position se rapproche de plus en plus de la cloison dès que la concentration d'hélium dans le mélange augmente, parce que le panache est soumis à des forces d'inertie (horizontales) et de flottabilité (verticale). Cette dernière est fortement dépendante de la densité. Ce résultat est différent de ce que l'auteur a déduit numériquement sur FDS.

Sur la figure 2.4, les différents plans de visualisation sur la maquette au 1/20 du dispositif DIVA montrent divers phénomènes qui nécessitent une analyse particulière (stratification dans les deux locaux, panache au niveau de l'ouverture) (figure 2.4).

Avec ce dispositif, les montages de visualisation et de mesures de vitesse sont rapides et simples, mais les temps de remplissage sont très courts et ne permettent pas d'accéder à certaines régions de l'écoulement.

A travers les essais menés sur la maquette à l'échelle 1/20 et l'étude réalisée sur les deux maquettes à l'échelle 1/5, il sera possible d'évaluer la possibilité de transposition de certaines techniques de mesures sur le dispositif DIVA, ce qui serait scientifiquement plus avantageux.

Les maquettes expérimentales fabriquées à une échelle de 1/5 sont basées sur deux techniques très connues de simulations d'incendies. Sur la maquette densimétrique, les fumées sont représentées par un panache isotherme d'air et d'hélium et sur la maquette thermique, les fumées sont générées par la combustion d'un combustible contenue dans un bac. Cette technique est très utilisée dans les simulations de feux dans les tunnels. Une description de la physique des feux de bacs est présentée dans ce qui suit.

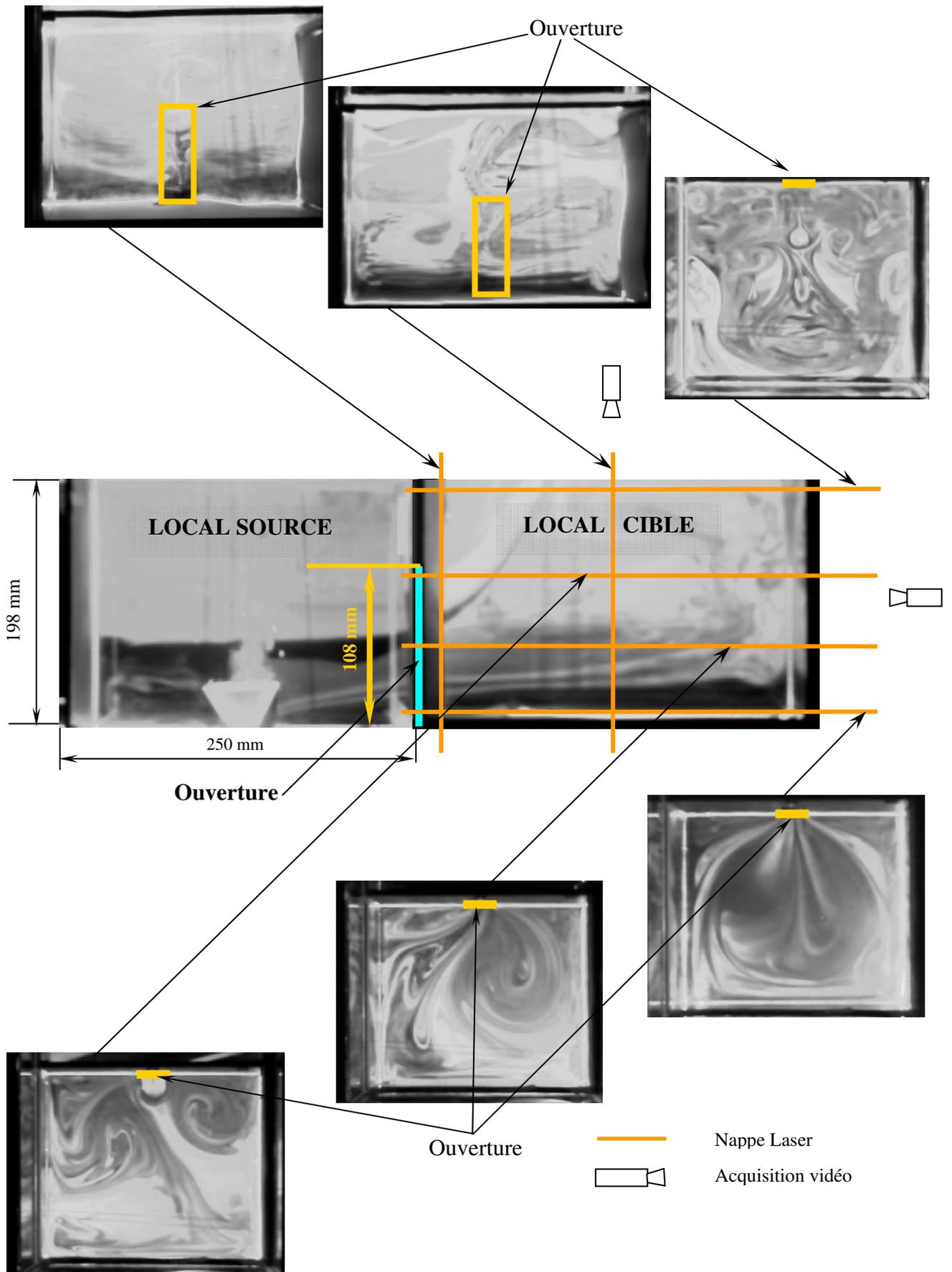


Figure 2.4 : Différents plans de visualisations sur la maquette au 1/20

2.1. Les feux de bacs

2.1.1. Processus de combustion dans un feu de nappe

Pour reproduire un feu, on utilise soit un combustible qui entre en combustion avec de l'air en présence d'une source de chaleur ou un brûleur à gaz. Généralement les combustibles liquides sont simples à contrôler. En fait, ces derniers en s'évaporant passent en phase gazeuse et entre combustion avec l'air s'ils sont élevés à la température d'inflammation.

En s'enflammant ces gaz expriment un mouvement ascensionnel sous les effets de flottabilité entraînant ainsi une induction d'air frais, et ceci jusqu'au front de flamme où les produits de combustion sont libérés, refroidis et dilués par l'air entraîné.

Une partie de l'énergie libérée par la réaction exothermique de combustion est cédée (rétrocession d'énergie) au combustible, entretenant ainsi l'émission de gaz inflammables. Le feu de nappe est donc un phénomène de combustion auto-entretenu (tel montré sur la figure 2-5).

Une grande partie de l'énergie libérée par le feu est transférée par convection à l'environnement, l'autre étant rayonnée. Ce dernier mode de transfert est le plus complexe, il se produit par l'émission d'ondes électromagnétiques d'une longueur d'onde variant entre $0.1\mu\text{m}$ et $100\mu\text{m}$.

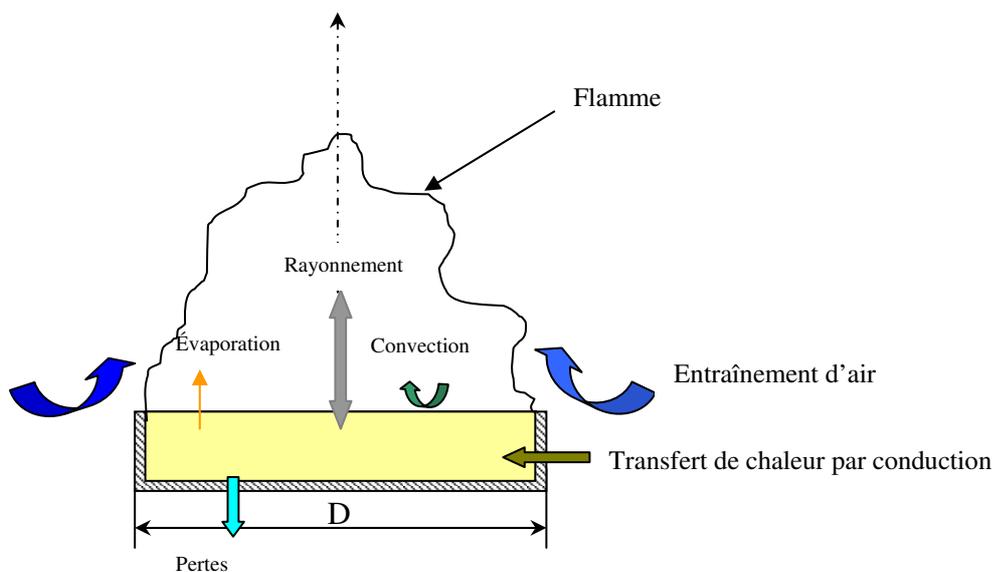


Figure 2.5 : Bilan thermique dans un feu de bac.

La flamme est considérée comme un corps noir, c'est-à-dire qu'elle absorbe toutes les radiations quelque soit leurs directions et leurs longueurs d'ondes.

Le flux radiatif de la flamme est donné par la loi de Stéphane Boltzmann sous la forme :

$$\Phi_0 = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_f^4 - T_a^4) \quad (9)$$

Où :

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ [W/m².K⁴] est la Constante de Stéphane Boltzmann ;

ε : est émissivité;

Pour les combustibles générant beaucoup de suies, l'émissivité tend vers l'unité, si les diamètres des bacs dépassent quelques mètres [1].

Dans le cas où le combustible considéré produit beaucoup de suies, formant ainsi un écran autour de la flamme, le pouvoir émissif s'écrit d'après Mudan & Croce (cité dans le rapport de l'INERIS [1]):

$$\Phi_0 = \Phi_{\max} \cdot e^{-S \cdot D} + \Phi_{\text{fumées}} \cdot (1 - e^{-S \cdot D}) \quad (10)$$

Où :

$\Phi_{\text{fumées}}$ est le pouvoir émissif des fumées ;

Φ_{\max} est le pouvoir émissif maximum des parties lumineuses de la flamme ;

S : est un coefficient expérimental pris égal à 0.12 m;

2.1.2. Puissance du foyer

Physiquement, la puissance d'un incendie doit traduire le dégagement de la chaleur au niveau de la source par unité de temps, suite à une ou plusieurs réactions chimiques successives. Elle s'exprime en fonction du taux réactionnel par l'équation :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot PCI \quad (11)$$

Où : \dot{m} est le taux réactionnel [kg/s]

La puissance convective émise par le feu peut donc s'écrire, en prenant en compte la fraction de l'énergie rayonnée par :

$$\dot{Q}_c = (1 - \eta_r) \cdot \dot{m} \cdot PCI \quad (12)$$

Où : η_r , est la fraction rayonnée (30 % généralement). Elle prend en compte l'effet d'écran que les fumées peuvent former. Cette fraction diminue avec les combustibles qui génèrent beaucoup de suies selon les travaux de Koseki (cité dans le rapport de l'INERIS [1]) sur différents bacs et différents combustibles.

2.1.3. Taux de combustion

Pour calculer la puissance d'un feu, il est nécessaire de connaître le taux de consommation du combustible. Ce paramètre est l'indicateur de l'ampleur d'un feu. Des essais réalisés sur des grands bacs [33] ont montré que ce paramètre tend vers une valeur constante. Ce paramètre permet également la caractérisation de la flamme qui lui est associée et d'avoir un ordre de grandeur du temps de combustion. Burgess (cité par Megret [33]) a déduit que :

$$\dot{m} = \dot{m}_\infty \cdot (1 - e^{(-k \cdot \beta \cdot D)}) \quad (13)$$

Avec :

\dot{m}_∞ , est le débit masse surfacique pour une nappe de taille « infinie » [kg/m²/s] ;

$k \cdot \beta$, est le coefficient d'extinction de la nappe [m⁻¹] ;

D, est le diamètre de la nappe [m];

La détermination du taux de combustion maximale a été entreprise par Burgess et al. (Cité par Megret [33]) qui ont établi une corrélation générale valable pour divers combustibles (méthanol, hydrogène liquide, GNL, butane...). Ils définissent le taux de combustion maximale en m/s comme étant :

$$\dot{m}_\infty = 1.27 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\Delta H_c}{\Delta H_v} \quad (14)$$

Avec :

ΔH_c , est la chaleur de combustion [KJ/kg];

ΔH_v , est la chaleur de vaporisation à la température ébullition [KJ/kg] ;

D'après les essais menés par GESIP [1], la corrélation de Babrauskas n'est pas applicable pour les feux d'alcool de diamètre de nappe important (Du fait de la sous estimation de \dot{m}_∞). Ce qui pose le problème d'échelles sur lesquelles les corrélations ont été obtenues. Il faut alors faire appel à des facteurs d'échelles afin d'apporter des ajustements des

débites mesurés. L'unité de \dot{m}_∞ exprimée en m/s fait référence à la vitesse de descente de la surface libre du combustible lors de sa consommation.

L'application de ces corrélations revient à vérifier les conditions dans lesquelles elles ont été déduites. Dans le cas d'un confinement, le taux de combustion change considérablement du fait de la limitation d'oxygène. Pour des locaux avec des ouvertures comme c'est le cas de la présente étude, l'oxygène arrive forcément à travers ces ouvertures, en supposant qu'il n'y ait pas de fuites.

La corrélation de Babrauskas [33] a été déduite pour des feux libres, donc exposés à un environnement riche en air. Ce qui limite son application à des cas similaires seulement. L'avantage de la corrélation de Burguess et al. [33] est qu'elle est complémentaire à celle de Babrauskas.

2.1.4. Temps de combustion

La connaissance du taux de combustion permet d'estimer la durée de la combustion qui est définie par :

$$t = \frac{M(\text{combustible})}{\dot{m} \cdot S} \quad [s] \quad (15)$$

La présence de la surface au dénominateur de la corrélation du temps de combustion est impérative si on utilise le taux de combustion surfacique. Si le bac est d'une section 'S' et d'une épaisseur 'e', alors, le temps de combustion s'écrit sous la forme :

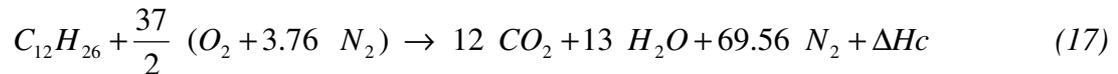
$$t = \frac{\rho_c \cdot e}{\dot{m}} \quad [s] \quad (16)$$

Bien entendu, ce paramètre est purement théorique et suppose un régime de combustion rapidement établi ce qui est difficile à réaliser particulièrement pour les combustibles solides.

2.1.5. Combustion du Tétra propylène hydrogéné (TPH) dans le cas d'un compartiment semi confiné

Le but de cette partie est de donner une approche théorique sur le déroulement de la combustion d'un alcane dans un bac de diamètre 72 mm (utilisé sur la maquette thermique)

avec une masse de combustible de 37.5 g, positionné dans le local source avec une ouverture verticale (local source). La réaction de combustion stœchiométrique s'écrit :



La combustion des alcanes donne souvent de l'eau, du gaz carbonique et une libération de chaleur. La chaleur de combustion vaut la somme des chaleurs de formations des réactifs et celle des produits. C'est aussi dans le cas d'une combustion complète, le pouvoir calorifique inférieur (PCI), qui s'exprime en Joules par kg de combustible. L'air entraîné et chauffé n'intervenant pas dans la réaction de combustion n'est pas pris en considération.

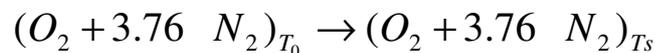
Le tétra propylène hydrogéné $C_{12}H_{26}$ a une masse molaire de 170.34 g/mole, et une densité de 0.7473 g/cm³. La masse d'air nécessaire pour brûler 37.5 g, c'est-à-dire 0.22 moles de combustible, est :

$$m_{air} = \frac{37}{2} \cdot (32 + 3.76 \cdot 28) = 2539 \text{ g}$$

Le choix d'un modèle de simulation repose sur deux paramètres importants, qu'il est nécessaire de définir :

- Débit des fumées générées ;
- Températures des fumées ;

Il est important de souligner que la dénomination de « fumées » s'applique au mélange composé des produits de combustion de la réaction définie par l'équation (17), et de l'air chauffé issu de la réaction suivante :



Où T_s représente la température atteinte par les fumées.

Pour déterminer le débit des fumées produites, il faut calculer leur volume, qui est composé du volume des produites de combustion, tel que :

$$V_s = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}$$

Ces dernières peuvent se calculer à partir de la masse d'air nécessaire à la combustion déterminée précédemment. Une partie de ce volume d'azote est entraîné avec l'oxygène assurant la combustion, et une autre partie est entraînée par le panache. De même pour le volume d'oxygène, qui est composé du volume assurant la combustion, et le volume entraîné par le panache, avec :

$$V_{O_2} = V_m \cdot n$$

$$V_{N_2} = 41.36 \cdot n + 3.76 \cdot V_m \cdot n$$

V_m représente le volume molaire, où la réaction de combustion stœchiométrique de 1 mole de $C_{12}H_{26}$ donne 12 moles de CO_2 , 13 moles de H_2O et 69.56 moles de N_2 ($V_m=R \cdot T/p$).

Le paramètre n représente le nombre de moles d'air entraînées au cours de la combustion d'une mole de TPH, en plus des 18.5 (37/2) moles nécessaires à la réaction stœchiométrique. Sa connaissance demeure un facteur essentiel pour la détermination du débit et la température des fumées. La réaction de combustion s'effectue avec l'oxygène de l'air et nécessite l'entraînement d'une certaine quantité d'air au sein même de la flamme, localisée essentiellement à sa base. En réalité, le phénomène de combustion s'accompagne d'un entraînement d'air frais supplémentaire généré sur toute la frontière de la flamme puis du panache qui en découle.

Toute la difficulté revient à estimer cette proportion d'air entraînée, qui a été proposée à travers une diversité de travaux, comme ceux de ; Délichatsios, Thomas, Heskestad et Zukoski, qui ont été cités par Megret [33]. Les modèles proposés ne concernent que des diamètres de bac généralement supérieurs à 30 cm, or dans notre étude, le diamètre maximal utilisé est de 130 mm.

Mégret [33] s'est basé sur le modèle de Koseki et al. (Cité par Megret [33]) pour le calcul du débit d'air entraîné, qui est applicable pour le cas des feux de grands diamètres de bacs. Son application pour notre cas n'est pas valide. L'utilisation de la maquette thermique permettra donc de développer des modèles similaires que celui proposé par Koseki et al. (Mégret [33]) pour des petits diamètres de bacs et dans des espaces semi ou totalement confinés. Cette étape n'est pas traitée dans le cadre de cette étude.

Le débit de fumées produit est donné à partir du temps de combustion tel que :

$$q_s = \frac{V_s}{S \cdot e \cdot \rho_c} \cdot \dot{m} \cdot \frac{T_s}{T_0} \quad [m^3 / s] \quad (18)$$

Une autre variable apparaît ainsi dans cette dernière formule qui représente la température des fumées. Elle peut être déterminée en écrivant que la chaleur dégagée par le foyer comme étant accumulée dans les produits de combustion. Cette température est déterminée par un calcul itératif de l'équation (19) qui est donnée par :

$$\Delta H_c = \int_{T_i}^{T_f} C_p(\text{produits}) \cdot dT \quad (19)$$

L'équation (19) permet d'obtenir la température maximale atteinte pour la combustion complète de 37.5 g de TPH dans un bac de diamètre 72 mm. D'une part, on ne connaît pas pour l'instant de modèles intégrant la quantité d'air non négligeable entraînée dans la flamme, et d'autre part, la réaction de combustion est limitée par la possibilité de réactions de dissociation qui consomment les produits de combustion [33]. Notons que cette température des fumées dépend de la quantité d'air entraîné.

De plus, la quantité ΔH_C dépend fortement des conditions de pression et de température, donc elle n'est qu'une approximation de la puissance réelle dégagée. Outre la stœchiométrie de la réaction qui n'est pas facilement réalisable, un mélange riche ou pauvre peut conduire à des impuretés.

CHAPITRE 3
ÉTUDE
EXPÉRIMENTALE

CHAPITRE 3 : ETUDE EXPERIMENTALE

3. Modèle expérimental

Le modèle expérimental a été développé pour la simulation d'un feu en utilisant deux techniques : un panache thermique et un panache densimétrique. Les deux techniques ont cependant des avantages et des inconvénients qu'on va aborder. Ces deux techniques sont appliquées sur des reproductions de maquettes à une échelle de 1/5 du dispositif DIVA.

3.1. Étude expérimentale sur la maquette thermique

La première étape de la partie expérimentale consiste à reproduire un feu à partir d'un bac de combustible, afin de décrire les propriétés de ce feu en terme de débit, de températures de fumées associées, de flux de chaleur et de vitesses de fumées, à l'intérieur du local et au niveau de l'ouverture. Le paramètre pilote sera le diamètre du bac.

L'étude expérimentale sur la maquette thermique sera menée en deux parties :

Dans la première partie, la maquette thermique sera composée seulement du local source, ce qui permet, dans un premier lieu, de tester l'instrumentation installée pour mesurer la température, le flux de chaleur et les pertes de masse, plus particulièrement les essais de mesures de vitesse par des techniques de vélocimétrie Laser (LDV : Laser Doppler Velocimetry et PIV : Particle Image Velocimetry) au niveau de l'ouverture.

Dans la deuxième partie, la maquette thermique sera reprise avec l'ajout du local cible sans aucune ventilation. Ce dernier sera muni d'une ouverture qui donne sur l'environnement extérieur (semi confinement). Cette configuration est plus proche de la configuration du dispositif DIVA (2 locaux séparés par une ouverture verticale). L'absence du système de ventilation permettra d'étudier l'impact des fumées au niveau du local cible semi confiné.

Pour la suite de l'étude, la maquette thermique sera équipée d'un système de ventilation. Dans les deux parties, les diamètres de bac utilisés sont de 72 et 100 mm et dans la deuxième partie un diamètre de 130 mm a été utilisé.

Le combustible utilisé est un alcane, de formule chimique $C_{12}H_{26}$ (Dédocane) et de chaleur de combustion égale à 44467 KJ/Kg. Ces propriétés chimiques sont très proches de

celles de l'heptane qui est très utilisé dans les simulations d'incendies par bac de feu. Sur la maquette thermique, seul le Dédocane est utilisé, en raison de sa disponibilité et de son coût. Des essais avec du bois (combustible solide) ont également été menés.

L'avantage de la maquette thermique est qu'elle permet de retrouver un environnement proche au dispositif DIVA. Les mêmes mécanismes réactionnels peuvent être présent dans ce cas ainsi que les effets de rayonnement. De plus, les mesures de vitesses au niveau de l'ouverture sont désormais possibles, grâce à l'utilisation d'un montage simple et approprié. Des visualisations par tomographie Laser sont également possibles de l'extérieur du dispositif.

La maquette thermique permet de reproduire le feu au sens propre du terme, avec la flamme, les fumées, les suies... Donc des conditions d'expérimentation similaires à ceux du dispositif DIVA, entre autre la pollution générée. De plus, les puissances du foyer simulées sont limitées par la tenabilité de la structure, qui risque de s'endommager avec des feux d'une grande puissance. Notons que certains phénomènes liés à la combustion peuvent ne pas apparaître sur la maquette thermique du fait de leur rapidité, ou bien à cause du degré de confinement et du régime de ventilation. Ceci pourra donc influencer la mesure du taux de combustion.

3.1.1. Cas du compartiment source seul semi confiné

L'avantage de la simulation du foyer par des feux de bacs est que la puissance du feu générée peut être contrôlée en variant le diamètre du bac ou le régime de ventilation, un choix judicieux des matériaux est par conséquent nécessaire. La maquette thermique est fabriquée de bois, de plexiglas (accès visuels) et d'acier. Ce choix est relatif aux diamètres de bacs simulés qui ne doivent pas générer des températures extrêmes.

La caractérisation de l'écoulement des fumées dans la maquette thermique est soutenue par des mesures de températures, de pertes de masse, de flux de chaleur radiatifs et totaux et de mesures de vitesses au niveau de l'ouverture. Des visualisations par tomographie Laser ont été également réalisées avec une nappe de Laser à Argon et un appareil photo numérique d'une grande sensibilité.

La mesure de la hauteur de la flamme n'était pas possible à cause des fluctuations importantes. Des lamelles métalliques ont été déposées au fond de la maquette pour suivre le dépôt des fumées et voir le niveau atteint par la couche des fumées stratifiées.

3.1.1.1. Mesures de température

Des mesures de température ont été réalisées à l'intérieur du local source et au niveau de l'ouverture afin de caractériser la stratification des fumées dans le local et de décrire l'évolution du panache au niveau de l'ouverture. Pour cela, des thermocouples du type K sont utilisés, d'un diamètre de tige de 1.5 mm et d'une longueur de tige de 150 mm. Ils sont reliés à une centrale d'acquisition KEITHLEY 2700, et à un ordinateur à l'aide d'une interface RS232. Des thermocouples adhésifs de type K ont été utilisés également pour mesurer la température du plafond extérieur.

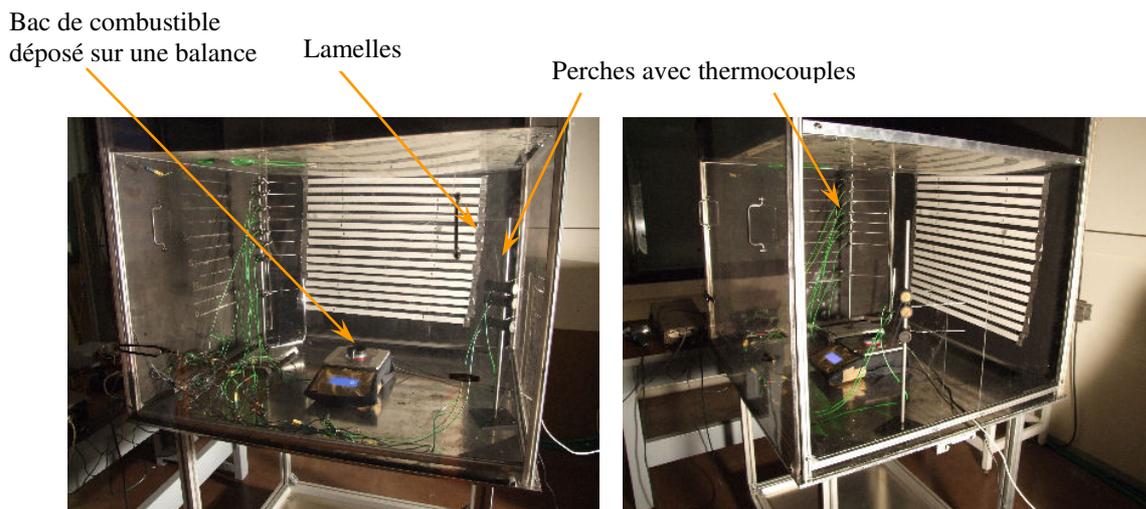


Figure 3.1 : Photo du local source

3.1.1.2. Mesure de Flux de chaleur

Une mesure du flux de chaleur émis par la flamme a été effectuée à l'aide de deux fluxmètres, l'un pour la mesure du flux rayonné et l'autre pour la mesure du flux total (convectif et radiatif). Aucun étalonnage n'est nécessaire pour accéder aux valeurs des flux mesurés. Les capteurs utilisés sont du type MEDITHERM de forme cylindrique qui sont reliés à la centrale KEITHLEY 2700 utilisée pour les thermocouples. Ce sont des thermo piles type Schmidt –böelster.

3.1.1.3. Mesure du taux de combustion

Le taux de combustion est un paramètre très important à mesurer car il constitue l'indicateur de l'évolution de la combustion et sa détermination doit être faite avec une grande précision. Nous avons ainsi utilisé une balance électronique BALAXEL permettant de réaliser des acquisitions automatiques à des intervalles de temps choisis. La connaissance de ce paramètre permet de déterminer la puissance du feu simulé ($\dot{Q} = \dot{m} \cdot PCI$).

3.1.1.4. Mesure de vitesse au niveau de l'ouverture verticale par Vélocimétrie Laser

3.1.1.4.1. Principe :

Le principe de la technique de la vélocimétrie par Laser Doppler (LDV) est de faire passer des particules d'ensemencement dans un petit volume de mesure, créé à partir de l'intersection de deux faisceaux laser monochromatiques. Ce volume est composé de franges lumineuses et sombres. Lors du passage d'une particule entre les franges brillantes et sombres, elle diffuse une lumière intermittente d'une période connue, qui permet de déduire la fréquence de passage de la particule entre les franges. Ceci permet de connaître le temps mis par une particule pour passer d'une frange brillante à une autre sombre. En connaissant les propriétés géométriques du volume de mesure, la composante de la vitesse horizontale au plan des franges peut être déterminée.

En PIV (Particle Image Velocimetry), les particules d'ensemencement sont photographiées sur une nappe Laser entre deux instants très proches. A partir du déplacement de ces particules, leurs composantes de vitesse peuvent être déduites par inter corrélation des fenêtres d'interrogation. Ceci permet donc d'accéder à un champ de vitesse à deux composantes, à l'inverse de la LDV où une composante est déterminée.

Notons qu'on peut déterminer deux ou trois composantes de vitesse avec la technique de la LDV, en utilisant des lasers de couleurs différentes.

L'intérêt de l'utilisation de ces deux techniques sur les deux modèles expérimentaux est de décrire avec précision le profil de vitesse au niveau de l'ouverture. L'avantage de la LDV est qu'elle offre une meilleure résolution spatiale que la PIV. En termes de résolution temporelle, c'est la PIV qui est la plus performante par rapport à la LDV.

Donc l'utilisation des deux techniques permet d'avoir la vitesse des fumées au niveau de l'ouverture avec une résolution spatio-temporelle assez raffinée. Malheureusement, des difficultés de montage peuvent se poser quelques fois, ce qui ne permet pas de mesurer les vitesses sur tout le long de l'ouverture.

Dans le cas de la maquette thermique, aucun ensemencement n'est nécessaire, puisque c'est les suies qui joueront le rôle de particules diffusantes. Dans le cas de la vélocimétrie Laser qui nécessite un ensemencement, les particules injectées dans l'écoulement doivent être assez légères pour qu'elles suivent l'écoulement. Pour les écoulements hydrauliques, on utilise des particules en métaux (aluminium), et pour les écoulements aérauliques, des particules d'huiles ou d'eau peuvent être utilisées.

Dans le cas de la maquette densimétrique, un ensemencement est nécessaire pour suivre l'écoulement du panache gazeux invisible (air et hélium). Elles sont introduites à travers une conduite, où l'hélium et l'air passent pour entrer ensuite au niveau du local source.

Notons enfin que les particules d'ensemencement ne doivent pas être très grandes, comme elles ne doivent pas être trop petites. Elles doivent avoir une taille relativement proche à celle de la longueur d'onde du laser utilisé. Ceci permet d'avoir une diffusion de lumière importante, ce qui facilite l'identification de la vitesse des particules plus aisée, avec un minimum de parasites. C'est le cas du domaine de la diffusion de Mie.

3.1.1.4.2. Système de mesure :

La mesure de la vitesse au niveau de l'ouverture est primordiale car elle permet d'estimer le débit de fumées évacuées vers l'environnement, donc, la quantité de masse échangée à travers l'ouverture. Ce qui peut être utile dans le cas où l'installation d'outils de détection dans les locaux est envisagée.

Techniquement parlant, l'utilisation de la LDV sur la maquette thermique est complexe et nécessite un montage lourd et encombrant. Avec la vélocimétrie par imagerie de particule, cette mesure au niveau de l'ouverture devient possible et même aisée. L'utilisation d'une caméra rapide est recommandée pour bien intercepter la diffusion lumineuse des suies.

Le dispositif de mesure de vitesse par PIV, disposé à l'extérieur du local source est représenté sur la figure 3.2. La nappe Laser située au milieu de l'ouverture pour éclairer le panache de fumées.

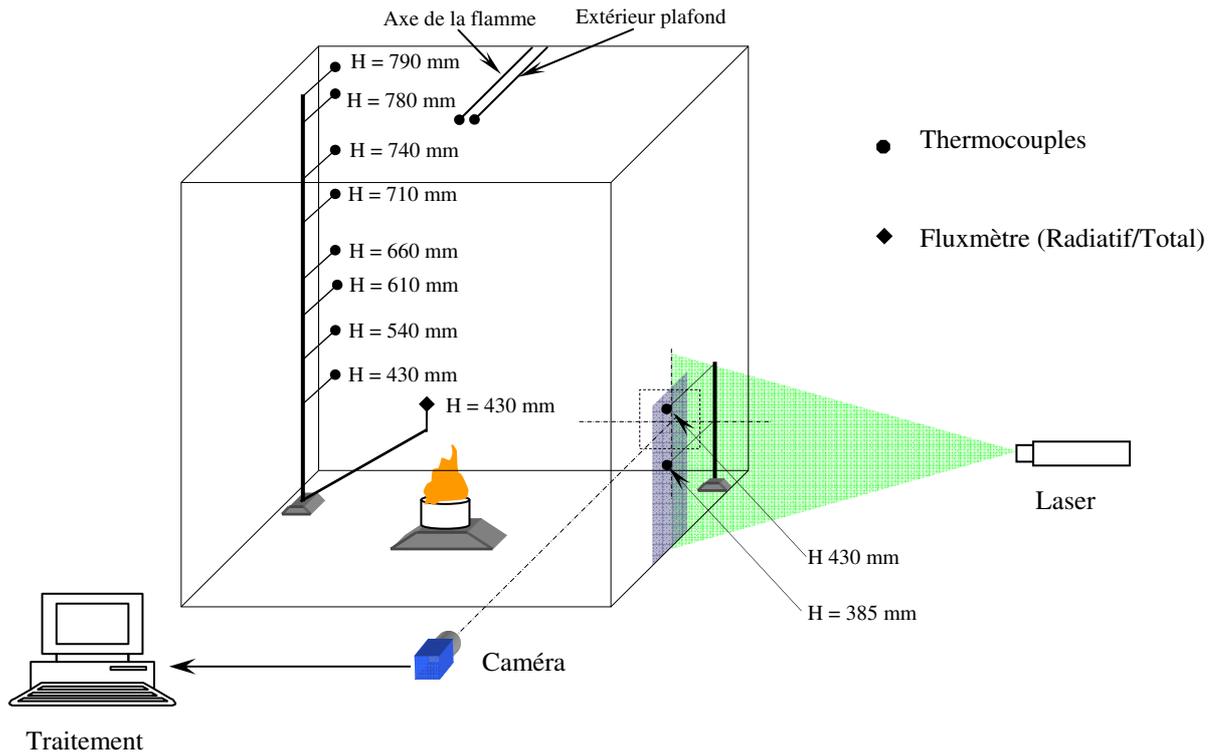


Figure 3.2 : Dispositif expérimental de la maquette thermique avec local source seul

Dans le cas des visualisations, on utilise un Laser à Argon et un Laser du type ND-YAG pour la mesure de vitesse par PIV. Un système d’acquisition et une centrale de traitement sont utilisés dans ce cas.

3.1.1.5. Série d’essais réalisés

La présence de fuites dans le local joue un rôle important sur le comportement de la flamme et du panache, ce qui influera sur le régime de combustion. Ainsi, un colmatage au niveau du plafond est nécessaire. Le tableau 1 donne la série d’essais préliminaires réalisés sans local cible. Les thermocouples disposés au niveau de l’ouverture et à l’intérieur du local permettront de suivre la stratification et l’écoulement de fumées.

Tableau 1 : Mesures réalisées pour au niveau du local source seul

Essais	Diamètre du bac [mm]	Masse initiale du combustible [g]	Taux de combustion [g/s]	Puissance du feu [KW]
1	72	#	#	#
2	72	20,2	0,025	1,11
3	72	19,2	0,023	1,02
4	100	37,5	0,0352	1,56
5	72	19,2	0,026	1,15

Remarque :

La masse initiale du combustible n'est pas citée dans les tableaux, elle varie selon la durée de l'essai souhaitée. Pour un essai d'une durée de 10 minutes, avec un taux de combustion approximatif de 0.023 g/s, avec un diamètre du bac de 72 mm, il faut 14 g de $C_{12}H_{26}$. La puissance du foyer est calculée en utilisant

3.1.2. Cas du compartiment source avec local cible semi confiné

3.1.2.1. Description du dispositif

La taille du local cible semi confiné est similaire à celle du local source (figure 3.3). Pour ce cas de figure, des mesures de température, de flux de chaleur et de perte de masse ont été réalisées.

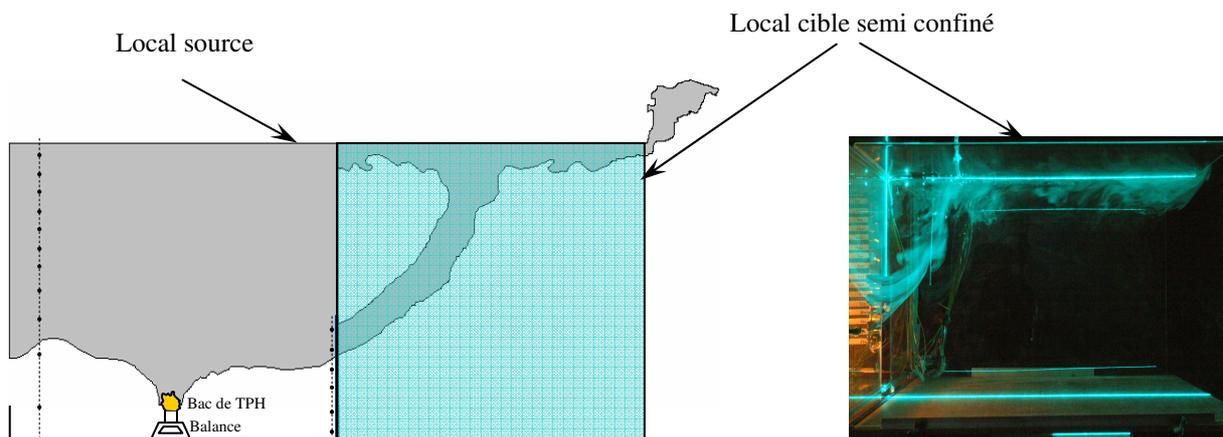


Figure 3.3 : Dispositif expérimental de la maquette thermique avec local cible semi confiné (Toiture)

3.1.2.2. Mesure de température

Des thermocouples de type K, disposés sur le plafond du local cible semi confiné suivant deux axes permettent de suivre l'écoulement du panache et de déterminer sa distance d'impact dans le local cible.

Le premier axe x_0 est disposé d'une façon longitudinale par rapport au local cible (perpendiculaire à l'ouverture), le deuxième axe y_0 est parallèle à l'ouverture (figure 3.4). La

distance entre l'ouverture et l'axe y_0 est de 25 cm (La distance entre les thermocouples est de 5cm).

Le premier thermocouple est situé à 8 cm de l'ouverture. Pour le local source, la même disposition des thermocouples est identique à celle du cas précédent (Cas du local source seul).

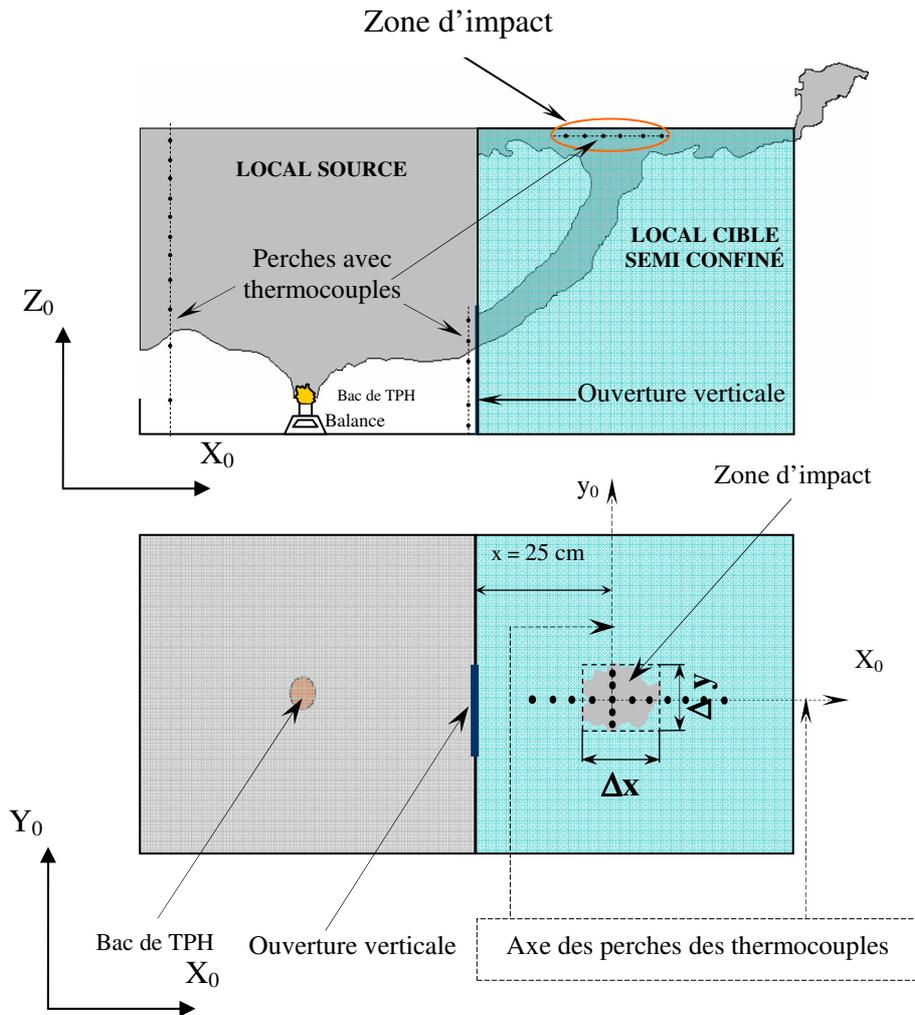


Figure 3.4 : Disposition des thermocouples dans le local cible

3.1.2.3.Série d'essais réalisés

Pour ce cas, une puissance maximale du feu a été atteinte avec un diamètre de bac de 130 mm. D'autres essais se sont déroulés avec des diamètres de bac de 72 mm et 100 mm. Notons que ces bac n'ont pas la même hauteur, et présente des fonds différents.

Tableau 2 : Mesures réalisées pour le local cible semi confiné

Essais	Diamètre du bac [mm]	Masse initiale du combustible[g]	Taux de combustion [g/s]	Puissance du feu [KW]
6	100	30,4	0,039	1,73
7	100	32	0,0558	2,48
8	72	16,6	0,0349	1,55
9	72	16,6	0,0323	1,43
10	100	32	0,0527	2,34
11	130	60,5	0,1181	5,25

3.2. Étude expérimentale sur la maquette densimétrique

La deuxième partie de l'étude repose sur la simulation des fumées d'un feu à l'aide d'un mélange isotherme de gaz d'une faible densité. Ceci est plus économique et permet des temps d'expérience plus grands avec des configurations plus diversifiées.

Sur la maquette thermique, une étude paramétrique est très limitée par la tenabilité de la structure, les durées d'essais..., ce qui n'est pas le cas pour la maquette densimétrique. En fait, c'est un moyen propre par rapport au modèle thermique, puisque les fumées sont un gaz à la température ambiante. La durée de l'essai ne dépend pas de la quantité de combustible consommé, l'injection du gaz se fait d'une façon continue. Et la durée entre les essais est réduite, puisque après la fin d'une expérience, le dispositif est vidé, et une nouvelle expérience commence, ce qui est très adéquat pour réaliser une étude paramétrique avancée.

L'avantage du dispositif densimétrique est qu'il ne présente pas de contraintes thermiques, ce qui réduit fortement son coût, ce qui offre plus de flexibilité dans le choix des matériaux pour sa construction. En outre, les puissances du foyer simulées ne dégradent pas la structure, ce qui permet une large gamme de puissances du feu.

L'inconvénient des techniques basées sur des analogies physiques (hydraulique ou aérodynamique) réside dans l'absence de effets de rayonnement et d'absorption de chaleur par les parois, ce qui constitue un risque d'erreur sur la puissance de feu simulé. De plus, des vitesses élevées au niveau du foyer peuvent apparaître lors de l'injection du gaz. Il est donc nécessaire d'appréhender cette technique quant à l'interprétation des résultats obtenus.

Le principe du modèle densimétrique repose sur la représentation des écarts de densité correspondant à l'écart de température des fumées chaudes réellement. On s'intéresse donc à reproduire les effets de flottabilité. Ces dernières sont exprimées par l'intermédiaire d'un

nombre adimensionnel. L'utilisation de règles de similitude permet de transposer les résultats entre les échelles de simulation.

3.2.1. Règles de similitude

L'écart de température présent entre les fumées chaudes et l'environnement crée un écart de densité qu'on peut facilement reproduire en injectant continûment un fluide de densité faible par rapport à l'air à la température ambiante. De telles techniques sont appelées techniques densimétriques.

Généralement, un phénomène peut être décrit à partir d'un certain nombre adimensionnel en associant des variables indépendantes du problème, qui est sensé se conserver si l'échelle du système est réduite. Le respect des nombres adimensionnels permet de garantir la transposition des résultats entre le modèle et l'échelle réelle. Pour le cas de la reproduction de fumées par un mélange gazeux à la température ambiante sur une reproduction à petite échelle, deux types de similitudes s'imposent : la similitude géométrique-dynamique traduisant ainsi la réduction d'échelle, et la similitude thermique-massique relative à la modélisation de fumées chaudes par un mélange de gaz de faible densité porté à la température ambiante.

Dans le cas de notre problème, l'objectif visé est relatif à la compréhension de la propagation et de la stratification de fumées. Les forces qui régissent ces phénomènes sont principalement les effets de flottabilité dus à l'écart de température des fumées par rapport à l'air ambiant. Il est ainsi légitime de donner la priorité à la reproduction des effets de flottabilité. La conservation du rapport entre les forces de flottabilité et les forces de gravité implique la conservation du nombre de Froude donné par :

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g H}}$$

Où :

H et V, représentent respectivement une dimension et une vitesse caractéristiques. La conservation de ce nombre entre l'échelle réelle (DIVA) et la maquette densimétrique à l'échelle 1/5 permet de trouver les coefficients réducteurs tel que :

$$(Fr)_{réel} = (Fr)_{maquette} \Rightarrow \frac{H_{maquette}}{H_{réel}} = \left(\frac{V_{maquette}}{V_{réel}} \right)^2 = \frac{1}{5} \quad (20)$$

Et :

$$L_{maquette} = L_{réel} \cdot \frac{1}{5} , \quad P_{maquette} = P_{réel} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^{5/2} , \quad V_{maquette} = V_{réel} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^{1/2} , \quad Q_{v \text{ maquette}} = Q_{v \text{ réel}} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^{5/2}$$

Dans un milieu à une température de référence T_0 , la puissance convective d'un feu peut être estimée à partir des champs de vitesse et de température (débit, température, masse volumique,...). Par définition on a :

$$Q_c = C_p \rho_s q_s (T_s - T_0) \quad (21a)$$

En admettant que les fumées produites se comportent comme un gaz parfait à pression constante (c'est-à-dire $T_s \rho_s = T_0 \rho_0$), on peut alors exprimer la puissance convective en fonction du débit des fumées et de leur masse volumique :

$$Q_c = C_p T_0 q_s (\rho_0 - \rho_s) \quad (21b)$$

Pour une injection d'hélium pur ($\rho_{he}=0.166 \text{ kg/m}^3$) dans l'air à la température ambiante de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\rho_{air}=1.2 \text{ kg/m}^3$), on montre que le débit d'hélium nécessaire est directement proportionnel à la puissance convective simulée.

$$Q_c = C_p T_0 q_{he} (\rho_{air} - \rho_{he}) \Rightarrow q_{he} = \frac{Q_c}{C_p T_0 (\rho_{air} - \rho_{he})} \quad (21c)$$

La puissance convective est dépendante du débit d'hélium seulement (fixe), le débit d'air (variable) ne modifie pas le flux de flottabilité simulé. Il est alors rajouté pour ajuster correctement l'écart de densité du mélange relatif à la température des fumées chaudes présentes réellement, ce qui modifie la densité du mélange sans pour autant changer la puissance convective simulée.

Il est important de noter que dans les techniques densimétriques utilisées, l'effet de rayonnement n'est pas simulé. Dans certains cas, il peut être donné sous la forme d'un coefficient correcteur [33].

L'usage d'hélium pur engendre des niveaux de température élevés et l'ajout d'air permet de retrouver des niveaux adéquats. La proportion d'air à rajouter est déterminée par la connaissance de la température maximale atteinte au niveau du plafond. Pour ce faire, différents débits d'air ont été testés (50, 150 et 450 l/min) avec une mesure de la concentration d'oxygène au niveau du local source au dessus de la source d'injection.

La température maximale atteinte au niveau du plafond s'exprime dans les corrélations usuelles en fonction de la puissance totale libérée au foyer (Formulation d'Alpert). Pour un panache d'une certaine proportion, le niveau de température simulé est déterminé à partir de la concentration des deux constituants du panache.

Pour satisfaire la formulation proposée par Alpert, basée sur l'utilisation de la puissance totale du feu, on est amené à remplacer cette puissance totale par une puissance convective sous la forme :

$$Q_c (\text{Puissance convective}) = (1 - \eta_r) \cdot Q_t (\text{Puissance totale})$$

A partir de cette fraction, il est possible de déduire le pourcentage d'air dans le mélange qu'on va rajouter qu'est une fonction du facteur $H^{5/3} \Delta T_p / Q_c^{2/3}$.

Quelque soit le débit du mélange simulé (50,150 ou 450 l/min), le facteur $H^{5/3} \Delta T_p / Q_c^{2/3}$ est identique pour les trois puissances simulées dans le cas d'une injection d'hélium pur (0% d'air). Dans ce cas, on suppose que seulement 18% de la puissance totale est convectée à travers l'ouverture (L'ordre de grandeur n'est pas très loin des premières mesures sur le dispositif DIVA [26]). Une modification des niveaux de densité sera apportée dans la suite de l'étude, au niveau de l'injection d'hélium relativement aux niveaux de températures obtenus sur la maquette thermique.

Enfin, l'invisibilité du mélange d'air et d'hélium nécessite un ensemencement pour suivre l'écoulement sans l'interférer. Les techniques usuelles sont basées sur l'injection à l'intérieur du fluide de particules d'huile ou d'eau. Pour notre étude, on se consacre à utiliser des sels d'ammonium générés à partir d'une réaction acide base entre le chlore et l'ammoniac.

3.2.2. Maquette densimétrique et ventilation mécanique dans le local cible

3.2.2.1. Description du dispositif

Le dispositif composé de deux locaux contigus, constituant la maquette densimétrique où la maquette Froide (*Parfois appelée maquette adiabatique*) est réalisée à une échelle 5 fois moins grande que le dispositif de DIVA et les deux compartiments de même dimensions ($1.2 \times 1 \times 0.79 \text{ m}^3$), communiquent par une ouverture verticale d'une section de $14 \times 43 \text{ cm}^2$ (figure 3.5). Pour la maquette densimétrique, les effets thermiques ne sont pas simulés.

Le régime de ventilation de type mécanique présenté dans ce dispositif, est décrit par un renouvellement d'air dans le local cible. Il est réalisé à l'aide de deux ventilateurs qui délivrent un débit nominal de 140 m³/h. Ces deux ventilateurs sont placés dans les deux gaines d'injection et d'extraction et situés au plafond du local cible. La gaine de refoulement (injection) peut être disposée de deux façons différentes, de sorte que le mouvement de sortie d'air se fasse en haut, ou en bas du local cible. Le contrôle de débit des ventilateurs est réalisé à travers une sonde à fil chaud.

Les gaines ont une forme parallélépipédique. Les locaux sont totalement confinés. Des accès visuels peuvent être réalisés sur des cotés latéraux dans la direction normale de la maquette.

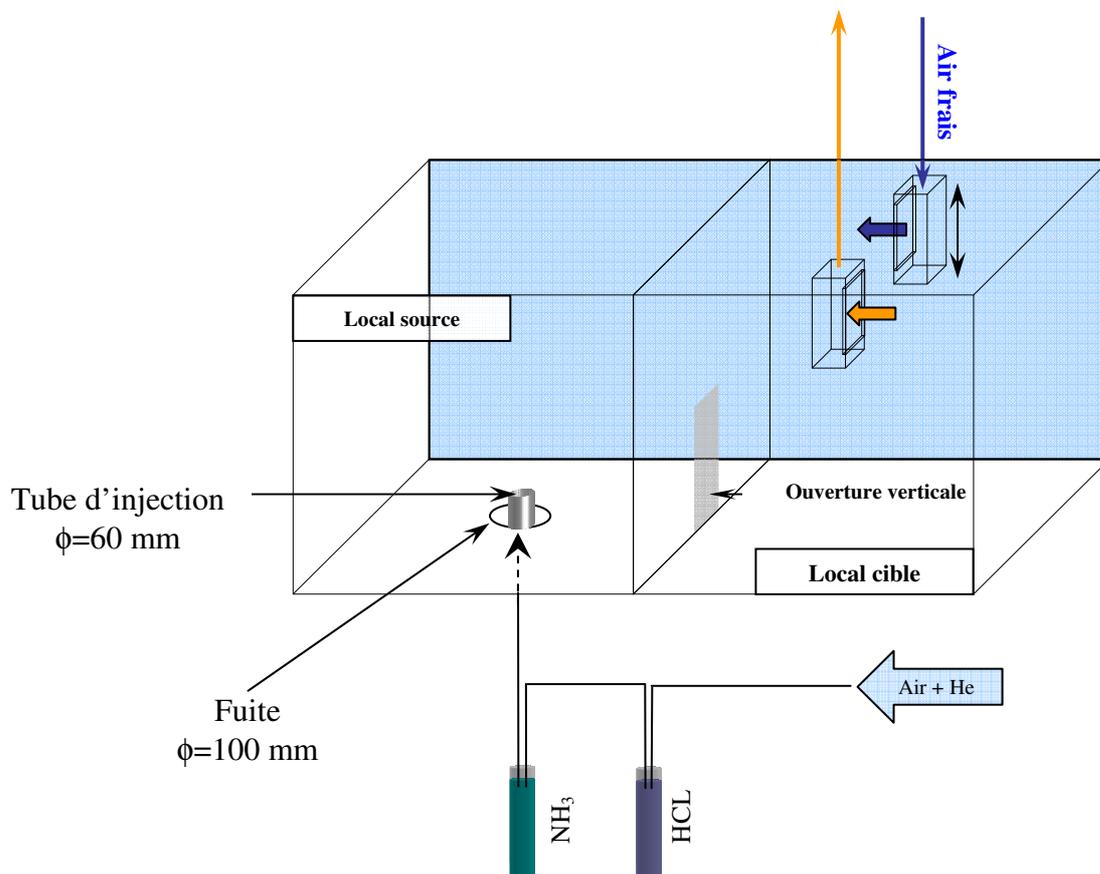


Figure 3.5 : Dispositif de la maquette densimétrique

Le principe de la simulation conduit à injecter un panache gazeux à l'intérieur de la maquette. Dans le cas de locaux fortement ventilé, cet apport de masse n'est pas un facteur critique puisqu'il est relativement négligeable. En revanche, pour une installation fortement ventilé comme c'est le cas du dispositif DIVA, il est nécessaire pour maintenir un niveau de pression réaliste de permettre un débit de fuite vers l'extérieur.

Il convient donc de le générer sur le contour de la source du foyer, à travers une ouverture circulaire d'un diamètre de 100 mm. L'injection d'hélium ensemené se fait par une tuyère d'un diamètre de 60 mm.

3.2.2.2.Essais réalisés

Une série de visualisations d'écoulement de fumées composées d'hélium ensemené par du chlorure d'ammoniac a été effectuée sur la maquette densimétrique à l'aide de la tomographie Laser principalement dans le local cible, pour différentes puissances et de configuration de ventilation. Une description tridimensionnelle de l'écoulement a pu être déduite.

Les mesures sont reportées dans les tableaux 3 et 4, selon que la nappe soit disposée dans un plan médian passant par le milieu des locaux et de l'ouverture, où parallèlement à l'ouverture au milieu du local cible (voir figure 3.6) :

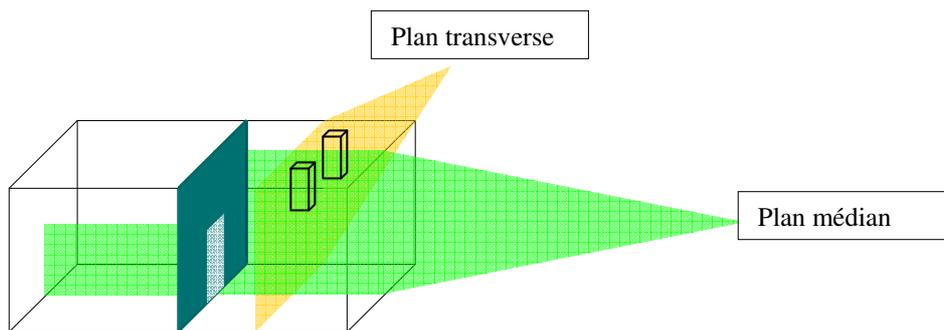


Figure 3.6 : Disposition des plans de visualisation

Tableau 3 : Plan normal à l'ouverture

Numéro	Débit hélium	TR du local cible	Gaine de	Local
01	150	Local cible fermé	haute	cible
02	150	Local cible ouvert	haute	cible
03	150	5	haute	cible
03bis	150	5	haute	source
04	150	2	haute	cible
05	150	10	haute	cible
06	50	5	haute	cible
06bis	50	5	haute	source
07	450	5	haute	cible
07bis	450	5	haute	source
08	150	5	basse	cible
09	150	sans local cible	haute	cible

Tableau 4 : Plan transverse au local

Numéro du test	Débit hélium [l/min]	TR du local cible	Gaine de soufflage	Local visualisé
11	150	5	haute	cible
12	150	5	haute	cible

Les visualisations complémentaires dans le local cible suivant le plan transverse se sont déroulées en deux positions parallèlement au plan de l'ouverture. Le premier plan est situé à 230 mm de la cloison alors que le second est situé à 770 mm.

La notation « *Local cible ouvert* », correspond au fait que le local cible n'est plus semi confiné et les gaines de ventilation sont ouvertes à l'atmosphère libre. La notation « *Local cible fermé* » correspond à un confinement total sans ventilation du local cible. Enfin, pour la notation « *sans local cible* », le local cible est supprimé de sorte que le local source est en communication directe avec l'extérieur par l'intermédiaire de l'ouverture.

Il est à noter que le taux de renouvellement simulé sur la maquette correspond au taux de renouvellement présent sur l'échelle réelle, et pas à celui de la maquette. Les débits retenus pour les essais sont de 50 l/min, 150 l/min et 450 l/min et correspondent respectivement à des puissances totales réelles approximatives de 80, 200 et 700 KW.

Sur le tableau 5, on donne les valeurs des débits au niveau des bouches pour un taux de renouvellement donné, dans le cas réel et pour la maquette 1/5. Les taux de renouvellement donnés dans les tableaux 3 et 4 sont ceux de l'échelle réelle du dispositif DIVA.

Tableau 5 : Débits des bouches de soufflage et d'extraction pour un taux de renouvellement fixé

Taux de renouvellement	Dispositif DIVA	Maquette densimétrique au 1/5
TR = 2	67 l/s	72 l/min
TR = 5	167 l/s	179 l/min
TR = 10	333 l/s	358 l/min

3.2.2.3. Mesures de vitesses par LDV

La distribution de vitesses sur tout le long de l'ouverture n'a pas été déterminée, elle a été possible en une position ponctuelle (Mesure dans un point distant de 360 mm du plancher) de l'ouverture qui permet de suivre son évolution temporelle au milieu du panache. La procédure de mesure est représentée dans la figure 3.7.

Les deux faisceaux de la sonde de mesure se croisent en un point de l'ouverture à une hauteur de 360 mm. Un ordinateur et une centrale de traitement sont branchés à la sonde pour déterminer le signal de fluctuation de vitesse au cours du temps.

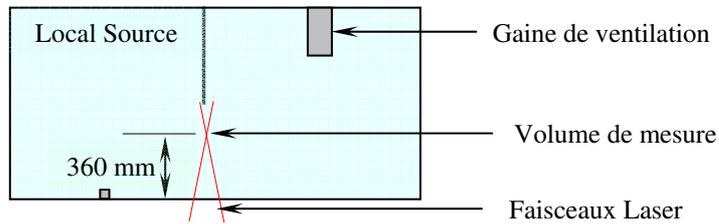


Figure 3-7 : Dispositif de mesure LDV au niveau de l'ouverture

3.2.3. Maquette densimétrique sans ventilation du local cible (Local ouvert)

3.2.3.1. Mesures de vitesse par PIV

Ce cas de figure a été mis en place pour pouvoir mesurer le champ total de vitesses au niveau de l'ouverture par vélocimétrie par imagerie de particules. La difficulté réside dans la mise au point de la caméra pour avoir une bonne perception des particules d'ensemencement.

Dans ce cas, les parois du local cible ont été supprimées ainsi le panache sortant du local source s'évacue vers l'environnement (Montage similaire à celui de la mesure de vitesse sur la maquette thermique). Les essais réalisés sont relatifs aux données du tableau 6 :

Tableau 6 : Essais de mesures de vitesses par PIV

TEST	q_{he} (l/min)	q_{air} (l/min)	% hélium	q_{Total} (l/min)
0	25	0	100	25
1	50	0	100	50
2	100	0	100	100
3	200	0	100	200
4	400	0	100	400
5	50	50	50	100
6	25	75	25	100
7	100	100	50	200
8	50	150	25	200
9	200	200	50	400
10	100	300	25	400

CHAPITRE 4

ÉTUDE

NUMÉRIQUE

CHAPITRE 4 : ETUDE NUMERIQUE

4. Introduction

La complexité des phénomènes en matière d'incendie rend parfois les simulations numériques délicates où très complexes, surtout s'il est question de simuler tous les phénomènes. La présence d'un nombre élevé d'équations non linéaires rend le calcul long et difficile.

Actuellement, deux grandes familles de codes de simulations de feux existent, du moins les plus utilisés, particulièrement, les codes à zone dans la simulation des incendies. La difficulté de la modélisation d'un feu réside dans la façon de décrire la combustion et son mode de propagation. Les échelles de temps des phénomènes sont très petites, ce qui nécessite des simulations avec un pas de temps adapté.

Les codes à zones sont des codes de calcul basés sur une simplification tirée d'observations expérimentales, qui constitue le découpage en deux zones homogènes du volume d'un local. Les codes à zones ont été développés pour prédire les hauteurs des interfaces entre les couches ainsi que leurs caractéristiques. Ils sont en général basés sur des modèles itératifs simples et ils ont l'avantage d'obtenir des résultats très rapidement, minimisant ainsi les coûts de calcul.

A l'inverse des codes à zones, les codes à champs sont plus chers mais plus précis et offrent des résultats plus raffinés que les codes à zones. Toutefois, le caractère des résultats dépend de la qualité du maillage. Les codes à champs font la résolution des équations de la mécanique des fluides sur des petits volumes de contrôle qui forment le domaine de calcul.

Toute la difficulté réside dans les obstacles accompagnant les modèles numériques inclus dans les codes, particulièrement leurs coefficients qui sont basés sur des expériences simples. C'est le cas de la modélisation de la turbulence où les coefficients de calage expérimentaux diffèrent pour chaque type de problème. Dans certains problèmes, la modélisation de la combustion est tellement complexe qu'il faut recourir à d'autres méthodes de modélisation, de puissance thermique définie.

Dans le cas de la présente étude, nous avons comparé les résultats obtenus par l'utilisation de deux codes numériques largement utilisés dans la simulation des feux. Le premier, utilisant la méthode LES (Large Eddy Simulation) est FDS (Fire Dynamic

Simulation) et le second est le code FLUENT basé sur la méthode des volumes finis. Ces codes ont été largement utilisés pour simuler les problèmes liés aux écoulements réactifs comme ceux des feux.

Durant cette partie numérique, une comparaison sera faite entre les résultats numériques obtenus sur les deux codes, avec les résultats expérimentaux. Pour cela, les deux maquettes sont générées sur les deux codes. Comme on peut les utiliser pour apporter des informations supplémentaires sur le phénomène de propagation dans le dispositif.

4.1. Équations régissant l'écoulement des fumées

Le phénomène de propagation de fumées est constitué par un écoulement purement turbulent. Dans les écoulements turbulents, on rencontre des structures de différentes tailles qui ont une certaine durée de vie. Le mouvement moyen est dicté par les grands tourbillons qui contribuent au transport de la quantité de mouvement et de chaleur. Les petits tourbillons sont la conséquence de la conversion de l'énergie cinétique en chaleur par frottement visqueux.

La propagation des fumées d'un foyer en milieu confinée est décrite par les équations générales de la mécanique de fluides donnée sous une forme condensée par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \text{div}(\rho \vec{u} \Phi) = \text{div}(\Gamma_{\Phi} \overrightarrow{\text{grad}} \Phi) + S_{\Phi} \quad (22)$$

De cette équation, on déduit :

- L'équation de continuité, pour $\Phi = 1$;
- L'équation de conservation de quantité de mouvement, pour $\Phi = \vec{u}$;
- L'équation de concentration, pour $\Phi = c$;
- L'équation d'énergie, pour $\Phi = e$;

Où :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi)$, représente le taux de variation ;

$\text{div}(\rho \vec{u} \Phi)$, représente le transport convectif ;

$\text{div}(\Gamma_{\Phi} \overrightarrow{\text{grad}} \Phi)$, représente le transport diffusif ;

S_{Φ} , représente le terme source ;

Le taux de variation qui représente les instationnarités dans l'écoulement est très important. Il est utilisé comme un moteur de convergence pour les calculs stationnaires et il s'annule lorsque le calcul converge. Le terme convectif est le pilote de la précision du schéma. Il représente le transport de la quantité de mouvement. Le terme diffusif peut être décomposé en deux parties, l'une représente la diffusion moléculaire et l'autre la diffusion turbulente. Le terme source intervient dans les problèmes où des phénomènes physiques tels que la gravité interviennent. Théoriquement, ce terme ne devrait pas changer la stabilité du calcul. Vu les fluctuations importantes dans les écoulements turbulents, on est amené alors à les traiter de manière statistique en s'intéressant seulement aux valeurs moyennes. La décomposition de Reynolds qui décrit une variable de l'écoulement comme la somme de sa valeur moyenne et de sa fluctuation, peut être appliquée sans problème pour des écoulements incompressibles. Cette décomposition s'écrit, pour une variable Φ comme :

$$\Phi = \overline{\Phi} + \Phi'$$

Pour la modélisation des écoulements où les variations de masse volumique sont importantes, la moyenne de Reynolds n'est plus valable. Une approche plus correcte serait d'introduire une pondération de la moyenne par la masse volumique, qui est appelé la moyenne de Favre [34].

En appliquant la décomposition de Reynolds sur toutes les équations du modèle décrit par l'équation (22), et en moyennant ensuite les équations obtenues, des termes inconnus apparaissent, rendant ainsi la fermeture du système d'équations impossible, comme le terme du tenseur de Reynolds ($\overline{\rho u_i' u_j'}$), qui apparaît en moyennant l'équation de la conservation de quantité de mouvement.

L'apparition de ces corrélations pose un problème de fermeture du système d'équations, le nombre d'inconnues devient supérieur au nombre d'équations. L'objectif final de l'ensemble des modèles de turbulence consiste à estimer ces corrélations en utilisant des nouvelles inconnues et d'équations.

4.2. Modélisation de la turbulence

La difficulté avec les écoulements turbulents réside dans le nombre d'inconnues qui est supérieur au nombre d'équations du système. Afin de palier à cet inconvénient, des modèles de turbulence sont proposés tels que :

- Modèles du 1^{er} ordre, qui consistent à modéliser les corrélations en les reliant directement au mouvement moyen. Ces modèles qui reposent sur le concept de la viscosité turbulente ;
- Modèles du 2nd ordre, pour lesquels les corrélations sont résolues après avoir modélisé directement les inconnus d'ordre 3 (Résolution des équations d'ordre n fait appel à des corrélations d'ordre n+1).

Les modèles qui reposent sur le concept de la viscosité turbulente évaluent le tenseur de Reynolds à partir de quantités moyennes connues. Boussinesq (1877) était le premier à avoir proposé une analogie avec la loi de Newton. Elle exprime la proportionnalité du tenseur des contraintes visqueuses, τ_{ij} , avec le taux de déformation à l'aide de la viscosité moléculaire dans le cas d'un écoulement visqueux.

Le tenseur de Reynolds est donc supposé fonction du taux de déformation moyen par l'intermédiaire de la viscosité dynamique turbulente, μ_t , et fonction également de l'énergie cinétique turbulente k tel que :

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Le problème se résume maintenant sur l'estimation de cette viscosité turbulente, qui, à l'inverse de la viscosité moléculaire n'est pas une propriété physique du fluide. Le choix de la forme de la viscosité turbulente, différencie les modèles utilisant ce concept. Les plus populaires sont le modèle de *Longueur de mélange* et le modèle k- ϵ .

Le modèle de Longueur de mélange stipule que la viscosité turbulente est décrite proportionnellement à une échelle de vitesse turbulente et une échelle de longueur. L'application de ce modèle demeure limitée compte tenu que l'échelle de longueur n'est pas toujours facile à déterminer.

Le modèle k- ϵ décrit au paragraphe 4.2.1, introduit l'énergie cinétique turbulente donnée par : $k = \frac{1}{2} \overline{u_j' u_j'}$. Le taux de dissipation, ϵ est déterminé à partir de : $\epsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}$.

La viscosité turbulente pour le modèle k- ϵ s'écrit :

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (23)$$

Où : C_μ est une constante égale à 0.09 ;

L'inconvénient de ce modèle est qu'il prévoit des viscosités turbulentes parfois élevées dans des zones stagnantes. Dans le cas où les effets de différences de densités existent, il convient de s'assurer que la production de turbulence associée est aussi incluse dans le modèle [36].

Les modèles du 2nd ordre résolvent une équation de transport pour chaque composante du tenseur de Reynolds et des flux turbulents. Des manipulations d'équations moyennées conduisent à faire une approximation de chaque terme d'équations de transport à l'aide des lois incluant des fonctions d'ordre 2. Ces modèles ont l'avantage d'être précis, mais demande un temps de calcul excessif.

4.2.1. Modèle k-ε et ses variantes

4.2.1.1. Modèle k-ε Standard

Ce modèle est le plus répandu actuellement et le plus utilisé par les codes de calculs. C'est un modèle semi empirique incluant l'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation ε.

L'équation de conservation en k est obtenue à partir d'un développement d'équations moyennées, alors que l'équation en ε est obtenue en utilisant des raisonnements mathématiques [22]. Les équations du modèle sont :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (25)$$

Avec :

G_k , Génération de la turbulence par les gradients de vitesses moyens ;

G_b , Génération de la turbulence par les forces de flottabilité ;

Y_M , Contribution ;

σ_ε , Nombre de Prandtl turbulent pour ε ;

σ_K , Nombre de Prandtl turbulent pour k ;

Les constantes $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ sont des constantes empiriques respectivement égales à 1.44 et 1.92. σ_ε et σ_k sont égales respectivement à 1.92 et 1.3 (suggérées par Jons & Lauder [36] en 1972), S_ε et S_k sont les termes sources spécifiés. La viscosité turbulente est donnée par l'équation (23). Les valeurs de la constante $C_{3\varepsilon}$ ont été proposées par Viollet.P.L [36] en 1988 (0 pour $G_b < 0$ et 1 pour $G_b > 0$).

4.2.1.2. Modèle k-ε RNG

Ce modèle dérivé du modèle précédant a été déduit à partir d'une technique mathématique de renormalisation des groupes. L'analyse permet d'aboutir à des constantes différentes de celles du modèle standard. Les équations du modèle s'écrivent :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (26)$$

Les différents termes G_k et G_b décrivent les mêmes phénomènes que ceux du modèle standard. La viscosité effective peut être obtenue en résolvant une équation différentielle associée à la théorie de renormalisation. Les constantes du modèle deviennent alors : $C_{1\varepsilon} = 1.44$
 $C_{2\varepsilon} = 1.68$

4.2.1.3. Modèle k-ε Realizable

Un autre modèle dérivé du modèle k-ε standard appelé modèle k-ε Realizable, est ainsi utilisé. Le terme Realizable traduit le fait que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques liées à la physique de l'écoulement turbulent. L'utilisation de ce modèle contribue à résoudre les problèmes liés au taux de dissipation. L'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente est identique à celle utilisée dans le modèle k-ε standard. Seul l'équation du taux de dissipation est différente. Elle est présentée dans l'annexe G.

4.2.2. Modèle LES (Large Eddy Simulation)

Les écoulements turbulents sont caractérisés par la présence de tourbillons d'une grande étendue. Les plus grands tourbillons ont typiquement la même taille que la longueur caractéristique de l'écoulement moyen et les plus petits s'occupent de la dissipation de

l'énergie cinétique turbulente. On rencontre souvent deux méthodes de modélisation basées sur la résolution des spectres associés à l'écoulement. La première connue sous le nom de DNS (Direct Numerical simulation) consiste à résoudre tout le spectre d'échelles de turbulence présentes dans l'écoulement, cependant elle reste limitée pour des cas très particuliers, car elle nécessite des maillages très raffinés et demeure pratiquement non applicable pour les écoulements à nombre de Reynolds élevé.

La LES consiste à simuler exactement les grandes structures de l'écoulement ayant une taille caractéristique supérieure à une échelle « l » et à modéliser les phénomènes turbulents de taille caractéristique inférieure à « l ». Cette méthode de calcul des écoulements turbulents offre un bon compromis entre le coût de calcul et la description adéquate de la turbulence instationnaire. Les équations de la LES sont obtenues par un filtrage réalisé à l'échelle « l » des équations de Navier- Stokes.

Dans un code de calcul LES, l'opération de filtrage est réalisée implicitement par le maillage et le schéma numérique : les structures de la turbulence de taille inférieure à « l » ne sont pas résolues par le calcul mais prises en compte par le modèle LES. Les erreurs de dissipation et de dispersion du schéma numérique contribuent à l'augmentation de la taille du filtre [36].

L'avantage de la technique des LES est qu'elle permet des maillages moins raffinés et des pas de temps larges que ceux du DNS. Les équations employées par les « LES » sont obtenues en utilisant une technique de filtrage des équations de Navier et Stokes par le temps, ce qui permet d'éliminer les structures dont l'échelle est plus petite que le filtre imposé où la taille de maille utilisée dans le calcul. Ce filtre est dépendant de la taille de maille.

4.3. Modélisation de la maquette densimétrique

4.3.1. Calcul sur FDS

4.3.1.1. Présentation du code

Le code de simulation des feux FDS (Fire Dynamic Simulator) est, comme son nom l'indique, spécialisé dans la simulation de la propagation des feux. Il est basé sur la résolution des équations de Navier et Stokes pour les écoulements avec transfert de chaleur.

Il a été originalement conçu pour analyser les feux à grandes échelles. Les prévisions de vitesses et de températures sont déterminées avec une précision de 5 à 20% par rapport aux résultats expérimentaux selon la qualité du maillage. Le code FDS est muni de 3 modèles intégrés [35] qui permettent de simuler un feu.

4.3.1.2. Modèles présents dans FDS

- **Modèle hydrodynamique :**

Il permet de résoudre une forme des équations de Navier et Stokes appropriée aux écoulements de faible nombre de Mach à l'aide d'un algorithme explicite de type prédiction - correction d'une précision du second ordre. La turbulence est traitée à l'aide de la méthode LES (mode par défaut). Le code FDS peut également faire la résolution en mode DNS si le maillage considéré est assez fin, les termes dissipatifs sont calculés directement.

Le choix entre LES et DNS dépend de la nature du problème et de l'objectif du calcul. Par exemple, pour une simulation de la propagation des fumées dans un large espace, il n'est pas possible de calculer les équations de transport et de combustion directement. Par contre, pour simuler une combustion à petite échelle, le calcul des équations de transport et de combustion peut se faire dans un certain niveau.

Les équations associées aux modèles hydrodynamiques s'écrivent :

- Conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (27)$$

- Équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \nabla (u u) + \nabla P = \rho f + \nabla \tau_{ij} \quad (28)$$

- Équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla (u h) = \frac{DP}{Dt} + \dot{q}''' - \nabla q + \Phi \quad (29)$$

- Équation d'état pour les gaz parfaits :

$$P = \frac{\rho R T}{M} \quad (30)$$

Où :

h , représente le champ d'enthalpie (fonction de la température);

u , représente le champ de Vitesse ;

P , représente le champ de pression ;

T , représente le champ de température ;

f , représente le terme des forces (forces de gravité, frottement entre les particules...) ;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = \mu \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\nabla u) \right) , S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\delta_{ij} : \text{Symbole}$$

de Krönecker)

\dot{q}''' , représente la chaleur dégagée par unité de volume ;

q , représente la densité de flux de chaleur ;

-Modèle de combustion :

Dans la plupart des cas, le code FDS utilise un modèle de combustion avec une fraction de mélange qui représente une quantité scalaire conservative d'un gaz en un point donné du domaine. Le modèle suppose que la combustion se produit un mélange contrôlé et que la réaction du combustible et de l'oxygène est infiniment rapide. La fraction massique de tout les réactants et produits peut être dérivée de la fraction de mélange par le moyen d'équations d'état, ou bien d'expressions empiriques obtenues par analogie entre des analyses simplifiées et des expériences. D'autres détails seront traités par la suite.

-Transport des effets radiatifs :

La représentation des effets radiatifs est incluse dans le modèle par la résolution de l'équation de transport radiative pour un gaz gris non diffusif. La résolution est similaire à la méthode utilisée dans les volumes finis pour le transport convectif. Les gouttelettes d'eau peuvent absorber du rayonnement, ceci est important dans le cas d'introduction d'arroseurs. Les coefficients d'absorption sont obtenus en se basant sur la théorie de Mie.

Le code FDS est un des codes qui permettant l'utilisation de la méthode LES ou bien DNS. Cependant cette dernière n'est pas applicable dans le cas des maquettes DIVA au 1/5 en raison que le temps de calcul avec la méthode DNS est presque 100 fois celui de la méthode LES.

Toutes les surfaces solides sont associées à une condition limite thermique outre des informations sur le comportement du brûlage du matériau. Les transferts de masse et de chaleur sont estimés en utilisant des corrélations empiriques. Sur FDS, toutes les émissivités des solides sont prises par défauts égaux à 0.9.

4.3.1.3. Modélisation en utilisant la technique LES

La différence importante entre les codes CFD réside dans le traitement de la turbulence. Sur FDS, il n'existe que les deux méthodes de traitement de la turbulence LES et DNS. La technique LES est utilisée pour modéliser les processus dissipatifs (viscosité, conductivité thermique) qui se produisent à une petite échelle par rapport aux échelles explicitées pour la résolution numériques. Les coefficients μ , k et D correspondant à ces processus ne peuvent être utilisés directement, dans la majorité des cas, ils sont remplacés par des expressions qui modélisent leurs impacts sur la forme approximative des équations associées. A titre d'exemple, la viscosité modélisée en LES est donnée par Smargorinsky [35] :

$$\mu_{LES} = \rho \cdot (C_s \Delta)^2 \sqrt{\left(2\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \overline{u})^2\right)} \quad (31)$$

Où :

C_s , est une constante empirique ;

Δ , représente la taille de la maille ;

$\overline{S_{ij}}$, représente les termes « filtrés » ;

Le modèle, qui utilise la viscosité modélisée, μ_{LES} , permet de stabiliser l'algorithme numérique, spécialement où la vorticité est générée [35]. Les termes de diffusivité et de conductivité sont exprimés de la même manière.

4.3.1.4. Modélisation en utilisant la DNS

Dans cette technique, la viscosité, la conductivité thermique et la diffusivité sont approchées par des lois cinétiques. La viscosité en DNS, peut se modéliser à partir de :

$$\mu_{DNS} = \sum_l Y_l \mu_l \quad , \quad \mu_l [Kg / m s] = \frac{26.69 \times 10^{-7} \sqrt{M_l T}}{\sigma_l^2 \Omega_v} \quad (32)$$

Où :

σ_i , est le diamètre de la sphère de Lennard-Jones [Å°];

$\Omega_{i,j}$, est le coefficient de diffusion par collision;

l , représente l'indice de l'espèce.

Cette viscosité est d'autant plus importante dans la combustion et la dépendance en température de chaque coefficient est importante. La résolution des équations spécifiques pour les deux méthodes dépend du filtre spectral, l'intervention du nombre de Reynolds joue toujours le premier rôle puisqu'on peut montrer que ce dernier est une puissance inverse de la taille de la maille. Autrement dit, à partir d'un certain nombre de Reynolds, le calcul avec la DNS devient impossible. On note que ces paramètres sont définis par défaut sur FDS et leur changement ne peut se faire qu'en accédant au code source du logiciel.

4.3.1.5. Domaine de calcul

Tout le calcul sur FDS repose sur des données enregistrées dans un fichier «*nom.data*» qui représente la première étape avant de procéder au calcul. Les données d'entrée déterminent la taille physique du domaine, le maillage et d'autres géométries additionnelles. L'écriture des données se fait à l'aide de liste de noms intégrés dans le code (GRID, VENT, OBST.....), suivies par des paramètres de repérage.

Le domaine de calcul est spécifié par le groupe PDIM. L'attribution d'un système de coordonnées est nécessaire. Les locaux de la maquette adiabatique sont représentés conformément aux dimensions spécifiées.

La génération de l'ouverture et de la cloison pourra se faire de deux manières : la première consiste à créer des obstructions entre les deux locaux tout en générant la porte. Ceci se fait à l'aide du groupe OBST. La deuxième méthode est légèrement moins longue que la première. Elle consiste à générer une cloison à l'aide de OBST et de spécifier la présence d'une ouverture l'aide de HOLE qui décrit la présence d'un trou dans l'obstacle. Ainsi toute maille solide présente dans l'intervalle décrit par HOLE sera éliminée.

L'inconvénient dans l'utilisation du code FDS réside dans la génération de surfaces circulaires, ce qui est le cas de la source du foyer. Elle est remplacée par une forme rectangulaire de section équivalente à une source circulaire. Si l'utilisateur est amené à créer des surfaces circulaires, il pourra le faire en la décomposant en petits carrés.

4.3.1.6. Maillage

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie. Sur FDS, le seul maillage existant est structuré, c'est-à-dire de formes de mailles parallélépipédiques. La taille des mailles est spécifiée dans chaque direction du système de coordonnées à l'aide de **IBAR** (nombres de mailles suivant x), **JBAR** (nombres de mailles suivant y) et **KBAR** (nombres de mailles suivant z), et cela après le groupe **GRID**. Notons qu'il serait meilleur pour le calcul, si les mailles étaient cubiques.

De plus, il est conseillé de choisir des tailles de mailles de la forme : $2^l 3^m 5^n$. Ceci revient au fait que, l'algorithme de calcul utilise un filtrage statistique, basé sur les transformées de Fourier rapides.

Le problème avec la maquette est le choix du nombre de mailles suivant la hauteur. Prendre $KBAR=158 = 79 \times 2$ donnera des mailles très fines, ce qui ralentit considérablement le calcul (plus de 3 jours avec un P4 1.73 GHZ et 512 Mo de RAM). Choisir $KBAR=79$ ne serait pas aussi recommandé, d'après les concepteurs du code, puisqu'il ne satisfait pas la condition $2^l 3^m 5^n$. On note que cette dernière n'est pas une règle absolue, prendre $KBAR=79$ permet de trouver de bons résultats pour le cas de notre étude. Ainsi, le maillage choisi sera constitué de $120 \times 80 \times 80$ mailles (figure 4.1).

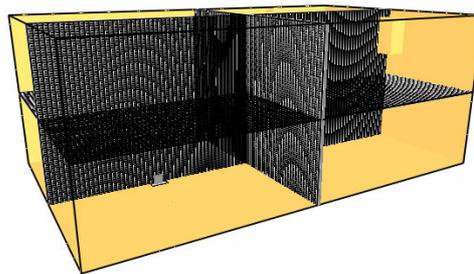


Figure 4.1 : Maillage sur FDS

Après l'établissement de ces données sur le fichier correspondant, il faudra spécifier les données de sorties, s'ils sont des iso-surfaces, des distributions de vitesses ou de concentration...Il est nécessaire de savoir que toutes ces données doivent être validées avant le lancement du calcul. Aucune modification ne pourra être faite après le démarrage du calcul

itératif. La durée de simulation retenue est de 120 s, ce qui correspond selon le débit d'injection souhaité à la durée de l'expérimentation.

L'avantage sur FDS est qu'on peut spécifier une commande de mesure au cours du calcul, ce qui permet de retrouver facilement la distribution temporelle d'une variable (densité, vitesses, flux de chaleur). Donc son utilisation dans notre étude est fortement recommandée, particulièrement au niveau de l'ouverture de communication entre les deux locaux.

4.3.2. Calcul sur FLUENT

4.3.2.1. Méthode des volumes finis

Les codes de simulation utilisent trois grandes méthodes numériques : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. La première consiste à résoudre les équations aux dérivées partielles, obtenues à partir de la discrétisation des équations continues sur un maillage prédéfini, en utilisant des séries de Taylor et d'aboutir à une relation entre deux nœuds voisins.

Les éléments finis utilisent des mailles de formes simples, où les équations complexes sont remplacées par une forme simple, dans laquelle les inconnues sont remplacées par des combinaisons linéaires.

La méthode des volumes finis utilisée dans FLUENT, consiste à discrétiser le domaine en volumes de contrôle et à intégrer sur chacun d'eux les équations différentielles régissant l'écoulement. Chaque équation discrétisée est écrite sous la forme :

$$A_p \Phi_p = \sum_{i,j} A_{i,j} \Phi_{i,j} + S \quad (33)$$

Si P représente le centre de la maille, alors i et j correspondent aux mailles adjacentes. « A » décrit les coefficients incluant la convection et la diffusion de Φ et S est un terme source. Le critère de convergence est basé sur la somme des résidus normalisés sur l'ensemble des points du domaine. Il est déterminé par l'expression [35] :

$$\left| \frac{\sum_P A_{i,j} \Phi_{i,j} - S}{\sum_P A_p \Phi_p} \right| < \epsilon \quad (34)$$

Où :

ε , est le degré de précision choisi

Le logiciel FLUENT offre deux modes de calcul : le mode "double précision" et le mode "simple précision". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, le mode "double précision" est préconisé, entre autres, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très variées.

4.3.2.2. Domaine de calcul et maillage

La génération de la géométrie sur Fluent autorise tout type de géométrie. Elle est réalisée directement sur GAMBIT qui est un émulateur de FLUENT. La maquette densimétrique est générée exactement comme sur la réalité. Selon la complexité de la géométrie, l'utilisateur dispose d'une diversité de choix entre maillage structuré ou non structuré. De plus, on peut apporter un raffinement dans les zones où les gradients peuvent être importants comme au niveau de l'ouverture et dans certaines parties des locaux.

Bien que la géométrie de la maquette soit simple, sa forme parallélépipédique serait plus compatible avec un maillage structuré. Cependant la génération des gaines et de la fuite au niveau de la source (pour éviter la montée en pression dans le local source) ajoute une difficulté pour le bon fonctionnement du code avec ce type de maillage. Ce dernier est possible si on décompose notre domaine en plusieurs éléments parallélépipédiques, qu'on unit après les avoir maillés. Toute fois, cette méthode est très longue et n'est pas satisfaisante pour la convergence du calcul. Donc, il est recommandé de considérer un maillage non structuré. Le raffinement dépend du voeu de l'utilisateur. Cette configuration est définie sur GAMBIT par le type TGRID. Le nombre de mailles retenu est de 300000 mailles (figure 4.2).

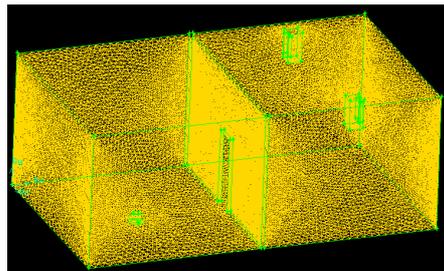


Figure 4.2 : Géométrie développée sur Gambit

Généralement, un bon maillage ne doit pas avoir trop d'éléments dont les coins ont des angles très aigus. Ceci provoque des instabilités dans le calcul et pose des problèmes de convergence dans de tels éléments.

Sur Gambit, les mailles sont associées à un facteur représentant cet angle. Il ne doit pas être supérieur à 0.97, sinon un lissage serait nécessaire à l'aide de certaines commandes sur FLUENT. Le plus mauvais élément dans le maillage choisi à un facteur de 0.84 (inférieur à 0.97) qui est acceptable, donc aucun lissage du maillage ne sera nécessaire.

Remarque :

Les éléments de la géométrie (gainés, locaux, source..) sont créés à l'aide de formes simples (cubes, cylindre..). Pour l'ouverture, il existe deux méthodes possibles : L'une consiste à créer une surface sur la cloison, l'autre est de la considérer comme un volume. Cette deuxième technique est celle retenue pour deux raisons :

- Représenter efficacement l'épaisseur de la cloison comme sur la maquette.
- Éviter d'avoir des surfaces confondues qui posent des problèmes de maillage.

4.3.2.3. Conditions aux limites

FLUENT est un code qui peut être pratiquement utilisé dans tous les problèmes d thermo-diffusion, tels que ceux de la mécanique des fluides, de la thermique ainsi que de la combustion. Il a l'avantage d'avoir une diversité de conditions aux limites. Sur la maquette densimétrique, on est concerné seulement par des impositions de vitesses (débits). Sur le tableau 7, on représente les différentes possibilités de conditions limites compatibles avec notre problème.

Tableau 7 : Choix des conditions aux limites

Surface	Premier choix	Deuxième choix	Troisième choix
Gaine d'injection	VELOCITY INLET	VELOCITY INLET	VELOCITY INLET / PRESSURE INLET
Gaine d'extraction	VELOCITY INLET	OUTFLOW	PRESSURE OUTLET
Source d'injection	VELOCITY INLET	VELOCITY INLET	VELOCITY INLET
Fuite	PRESSURE OUTLET	OUTFLOW	PRESSURE OUTLET
Parois	WALL	WALL	WALL

La condition VELOCITY INLET permet d'imposer un champ de vitesses sur la surface considérée. Pour la source d'injection, elle permet de déterminer le débit d'injection.

Tout le problème est limité dans la fixation du débit d'extraction. En fait, seul le débit volumique est connu physiquement, par contre le débit massique est difficile à déterminer car la fraction massique de l'hélium varie au cours du temps. La bonne configuration de conditions aux limites réside dans le premier choix. Le deuxième choix peut fonctionner correctement si on arrive à estimer le débit au niveau de la fuite. Pour le troisième choix, il est compatible mais déconseillé et cela à cause des problèmes de convergences de l'équation de continuité qui est fortement dépendante du terme de pression. Cependant, il est préférable de considérer au niveau de la gaine d'injection la condition PRESSURE INLET pour ne pas encombrer le calcul.

- Choix du Solver et du temps de simulation

Le Solver est le pilote du processus itératif. C'est un algorithme consacré à la résolution des équations discrétisées et couplées au modèle choisi. L'écoulement à l'intérieur des deux locaux est décrit par un remplissage progressif avec une stratification qui dépend du temps. Numériquement parlant, il faut que le calcul prenne en compte la variation au cours du temps des variables.

Exécuter un calcul en mode stationnaire n'est pas physique bien que le code donne une allure globale de l'écoulement qui concorde avec l'écoulement réel obtenu expérimentalement. Le choix du pas de temps constitue une option délicate dans les simulations instationnaires.

Ce pas est fixé selon la rapidité des phénomènes présents. Généralement, on peut l'estimer à partir du nombre Peclet qui dépend de la taille de la cellule. Cependant ce dernier donne des pas de temps très faibles (de l'ordre de 0.01). Dans des problèmes similaires au notre, la variation des phénomènes au cours du temps est relativement lente et prendre un petit pas de temps engendre une exécution du code plus longue.

De plus, il faut réfléchir à l'exploitation des résultats ce qui est un fort inconvénient dans les calculs instationnaires sur FLUENT, car pour tracer l'évolution temporelle d'une variable, il faut ouvrir chaque fichier correspondant au pas de temps qui n'est pas utile pour les simulations longues.

Dans notre étude, on s'intéresse seulement aux pas de temps fixes tels que 0.2, 0.5, où 1 secondes. Ces derniers donnent des résultats satisfaisants. Pour la même raison que sur FDS, le temps de simulation est fixé à 120 secondes pour éviter des temps de calculs longs.

4.3.2.4. Sous relaxation

La sous - relaxation est une technique numérique utilisée souvent dans les codes CFD [36], particulièrement dans les problèmes linéaires. Son objectif consiste à éviter la divergence du processus itératif par la diminution de la rapidité de la variation d'une variable par l'introduction d'un coefficient de relaxation. Pour la pression, elle est relaxée d'une manière différente des autres variables à cause du couplage vitesse - pression présent dans l'algorithme [66]. Les coefficients de relaxation peuvent varier au cours du calcul selon l'avancement du processus itératif. Généralement, la convergence est lente lorsque la relaxation est forte. Dans le cas de la présente étude, le critère de convergence est fixé à 10^{-3}

4.4. Modélisation de la maquette thermique

4.4.1. Hypothèses

Les équations régissant un écoulement réactif doivent satisfaire un certain nombre d'hypothèses :

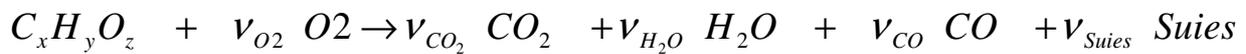
- Le milieu réactif satisfait la loi des gaz parfaits ;
- La loi de Fick est applicable avec l'approximation d'un mélange binaire ;
- Les espèces chimiques sont équi-diffusives ;
- Les effets Dufour (thermo diffusion) et la baro-diffusion sont négligeables ;
- Le nombre de Mach est faible ;
- Le nombre de Lewis est égal à 1 ;

4.4.2. Modélisation de la combustion sur FDS

La modélisation du phénomène de la combustion nécessite la connaissance de la cinétique chimique des réactions présentes. Une méthode simplifiée pouvant être utilisée, consiste à considérer le feu comme une source de chaleur volumique.

Sur FDS, un feu peut être désigné de deux façons. La première façon consiste à prescrire sur la surface considérée la chaleur dégagée par unité de surface et de temps (HRRPUA). La deuxième façon consiste à spécifier la chaleur de vaporisation, dans laquelle le taux de combustion du combustible dépend de l'énergie nette rétro-cessé de la surface [35].

Dans les deux cas, le modèle de fraction de mélange est utilisé. La spécification de HRRPUA seulement est équivalente à représenter le feu par un brûleur avec un taux de combustion défini. L'inconvénient avec la spécification de la chaleur de vaporisation est l'allumage, qui doit être spécifié avec l'ajout d'un agent amorceur, ou en spécifiant la température d'allumage (TMPIGN). Dans ce cas, il faut choisir attentivement les paramètres de la réaction. La combustion d'un hydrocarbure est régie par la réaction suivante :



Les expériences en thermique se sont déroulées avec du Tétra propylène Hydrogène (TPH) qu'il faut définir sur FDS. Pour cela une spécification propre au code est utilisée qui suppose que le feu ne présente pas de développement ou d'autres phénomènes tels que le réallumage et l'oxydation. Les réactions chimiques sont considérées se dérouler au niveau de la surface où on spécifie la HRRPUA. Ainsi les coefficients stœchiométriques sont ajustés pour prendre en compte la production de suies et du monoxyde de Carbone au début du calcul. Ces coefficients sont donnés par [35] :

$$\nu_{O_2} = \left(x - \frac{M_f}{2 M_{CO}} y_{CO} - \frac{M_f}{2 M_C} y_s \right) + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \quad (35)$$

$$\nu_{CO_2} = x - \frac{M_f}{2 M_{CO}} y_{CO} - \frac{M_f}{2 M_C} y_s \quad (36)$$

$$et : \quad \nu_{O_2} = \frac{y}{2} \quad , \quad \nu_{CO} = \frac{M_f}{M_{CO}} y_{CO} \quad , \quad \nu_{Suies} = \frac{M_f}{M_C} y_s$$

Ces coefficients doivent être mentionnés dans la ligne de commande réservée à la réaction chimique présente dans le répertoire Data base de FDS. La quantité de CO produite, y_{CO} , correspond à la fraction de combustible convertie en CO. Elle peut être estimée à partir de [35] :

$$y_{CO} = \frac{12x}{M_f v_f} 0.0014 + 0.37 y_s \quad (37)$$

Par défaut : $y_s=0.01$, mais dans notre cas on peut choisir $y_s=0.05$, pour spécifier un dégagement de suies important.

Cet ajustement des coefficients stœchiométriques se fait pour la raison que ces nombres sont fréquemment reportés en termes de quantités massiques [35].

Pour le TPH ($C_{12}H_{26}$), ces coefficients s'écrivent :

$$v_{H_2O} = 13 \quad , \quad v_{CO_2} = 11.17 \quad , \quad v_{O_2} = 4.73 \quad , \quad v_{CO} = 0.02 \quad , \quad v_{Soot} = 0.703$$

Pour spécifier que c'est un combustible liquide, on écrit dans la ligne de commande de la réaction PHASE='LIQUID'. Après cette étape, il suffit de spécifier la réaction dans la surface correspondante dans le domaine de calcul.

Sur FDS, le choix du maillage nécessite une bonne optimisation pour les raisons qu'on verra un peu plus loin. On conserve la même géométrie du dispositif expérimental densimétrique (sans ventilation) avec un maillage de $80 \times 60 \times 80$. Le temps de simulation est fixé à 200 secondes pour éviter des temps de calculs longs sans changement de caractéristiques du feu.

FDS a été conçu à l'origine pour des problèmes purement liés aux incendies, et qui dit incendie, pense à des équipements de détection où de contrôle. Pour cela, il est possible d'intégrer des détecteurs de fumées ou de chaleurs, (SMOD, HEAT, SPRK..) et même des arroseurs si on veut éteindre le feu une fois propagé à n'importe quel instant du calcul. De plus, il est possible de spécifier la présence de fuites dans le domaine de calcul, puisqu'on a vu qu'elles jouaient un rôle important sur notre maquette (LEAKING). Les DATA sont citées dans l'annexe I.

4.4.3. Modélisation de la combustion sur FLUENT

Le traitement de la combustion se fait en utilisant la décomposition de Favre dans les équations générales de l'aéro-thermochimie, en supposant que les coefficients de diffusion

massique, de quantité de mouvement et d'énergie sont insensibles aux fluctuations de température et de composition. Ces équations sont citées dans le paragraphe 4.4.3.1.

4.4.3.1. Équations mathématiques

Les équations utilisées sont :

- Équation de conservation de la masse pour une espèce α :

$$\frac{d}{dt}(\rho Y_\alpha) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D_\alpha \frac{\partial Y_\alpha}{\partial x_j} \right) + \dot{\omega}_\alpha \quad (38)$$

- Équation de conservation de la masse pour le mélange (Principe de Lavoisier)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) = \sum_\alpha \dot{\omega}_\alpha = 0 \quad (39)$$

- Équation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (40)$$

$$\text{Avec } \sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \text{ et } \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

- Équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{d}{dt}(\rho h) = \underbrace{\frac{\partial q_j}{\partial x_j}}_I + \underbrace{\frac{dp}{dt}}_{II} + \underbrace{\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}_{III} \quad (41)$$

Avec :

$$q_j = \underbrace{-k_T \frac{\partial T}{\partial x_j}}_{\text{Conduction}} - \underbrace{\sum_\alpha \rho D_\alpha h_\alpha \frac{\partial Y_\alpha}{\partial x_j}}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{q_j^R}_{\text{Rayonnement}}$$

Et :

Y_α , la fraction massique de l'espèce α ;

$\dot{\omega}_\alpha$, le taux de réaction d'une espèce α . Il est fonction des coefficients stœchiométriques ;

D_α , le coefficient de diffusion de l'espèce α ;

(II) et (III) représentent respectivement le travail des forces de pression et des contraintes visqueuses.

4.4.3.2. Modèles de combustion

Le problème dans la modélisation d'une combustion demeure lié à la représentation de la flamme et de la cinétique chimique. Les modèles de combustion se différencient par leurs traitements de la combustion du côté turbulence ainsi que par leur traitement de la cinétique des réactions.

Les phénomènes de transfert de chaleur par rayonnement (flammes, fumées, parois) sont généralement représentés soit par la résolution d'une équation de transport radiatif, soit plus fréquemment par l'estimation de la quantité d'énergie rayonnée par l'incendie. Pour les transferts convectifs aux parois, ils sont généralement pris en compte par l'intermédiaire d'un coefficient d'échange. FLUENT offre trois options pour décrire la chimie d'un système si l'on considère une combustion non pré-mélangée, telle que les feux de bacs. Ces modèles sont :

- Modèle '*Mixed is Burnt*' : qui offre une simplification de la réaction. Les fractions massiques des espèces sont déterminées directement à partir de la stœchiométrie de la réaction, sans taux de réaction, ni même la présence d'un équilibre chimique. Dans ce cas, le calcul est très simple et rapide et ne permet pas de prédire la formation intermédiaire d'espèces, ou des effets de dissociation.
- Modèle '*d'équilibre*' : La réaction chimique est considérée comme rapide, et l'équilibre chimique est présent momentanément à un niveau moléculaire. Les fractions massiques des espèces sont calculées à partir d'un algorithme. Ce dernier est puissant du moment qu'il peut prédire la formation intermédiaire des espèces et ne nécessite pas la connaissance de la cinétique de réactions. Avec ce modèle, l'introduction des espèces polluantes telles que les NOx n'est pas possible du fait qu'elles nécessitent une résolution chargée d'équations supplémentaires qui sont généralement prises en compte sur un post-processing parallèle à celui de FLUENT.
- Modèle '*de flammelette*' (Modèle de non équilibre) : Utilisé pour des problèmes où les effets de non équilibre sont importants. De telles situations peuvent être rencontrées pour des flammes d'hydrogène.

Sur FLUENT, on choisit seulement deux cas, le premier considère le modèle EDC qui dérive du modèle 'Mixed is Burnt', et le second est le et le modèle de flammelette, basé sur les théories de la fonction densité de probabilité.

4.4.3.2.1. Fonction Densité de Probabilité (PDF)

Ce modèle permet de représenter un écoulement réactif pré mélangé sans prendre en compte la production des polluants tels que le Monoxyde de Carbone (CO). Son avantage est qu'il permet de représenter l'interaction entre la turbulence et la chimie de la réaction avec une fonction nommée PDF (Probability Density Function)

Il considère l'écoulement comme étant un ensemble statistique de flammes locales d'épaisseurs négligeables (flammettes) comparées aux échelles caractéristiques de la turbulence. Sur chaque flammelette, les équations caractéristiques sont résolues. L'objectif de l'utilisation de cette fonction est qu'elle permet d'exprimer explicitement le taux de production chimique moyen et du transport réactif turbulent.

Les détails mathématiques de ce modèle et présentent une certaine complexité qui ne s'intègre pas dans l'application sur FLUENT, le lecteur pourra se référer à la référence [34] pour plus de détails, une description de la fonction densité de probabilité est présentée dans l'annexe H.

Pour une combustion non pré mélangée, et sous certaines approximations, l'état thermochimique instantané du fluide est relié à un scalaire conservatif, connu comme la fraction de mélange qui peut être écrite sous la forme [34] :

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,Fuel} - Z_{i,ox}} \quad (42)$$

Où : Z_i représente la fraction massique pour l'élément i . Dans notre cas, cette fraction de mélange est unique pour toutes les espèces (espèces équi-diffusives). On note que FLUENT fait la résolution d'une équation de transport pour « f » et sa variance [34]. Sur FLUENT, la fonction densité de probabilité est décrite par deux fonctions mathématiques :

- Fonction Bêta :
- Fonction Double Bêta.

Cette dernière est plus facile à calculer. La forme produite par ces fonctions dépend uniquement de la moyenne de fraction du mélange f et de sa variance. Elle est par contre moins précise que la fonction Bêta qui est plus complexe.

4.4.3.2.2. Eddy dissipation concept (EDC)

Ce modèle est un dérivé du modèle « Mixed is Burnt » introduit précédemment. Le taux de réaction est déterminé en prenant en compte un taux de réaction limité par la vitesse de mélange : Fuel+Oxydant. Dans ce modèle, les espèces tels que les polluants sont pris en compte, notamment les suies et le monoxyde de carbone.

Le taux de réaction est proportionnel au taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente k et s'écrit en prenant les échelles de vitesse et de longueur des tourbillons porteurs d'énergie comme :

$$\bar{\omega}_{Fuel} = -\frac{4 \rho}{K} \min\left(\tilde{Y}_{Fuel}, \frac{\tilde{Y}_{ox}}{\nu}\right) \quad (43)$$

Où :

$\bar{\omega}_{Fuel}$, est le taux de réaction moyen du combustible ;

\tilde{Y}_{Fuel} , est la fraction massique du combustible pondérée par la masse volumique ;

\tilde{Y}_{ox} , est la fraction massique de l'oxydant pondérée par la masse volumique ;

4.4.3.3. Conditions aux limites

La géométrie est générée de la même façon que pour le cas de la maquette densimétrique avec un maillage non structuré (Recommandé). Les conditions aux limites choisies sont décrites dans le tableau 8 :

Tableau 8 : Conditions aux limites pour la maquette thermique

Surface	Premier choix
Surface du bac du feu	MASS FLOW INLET
Parois du bac	WALL
Parois des locaux	WALL
Sortie du local cible	PRESSURE OUTLET

Comme on peut le noter sur le tableau 8, un seul choix de conditions aux limites est fixé. Par ailleurs il est toujours possible de choisir la condition « OUTFLOW » à la place de « PRESSURE OUTLET », mais cela n'est parfois pas adaptable, car ceci engendrera des écoulements secondaires dans le semi local cible. Par prudence, il vaut mieux commencer avec un schéma bidimensionnel pour voir si les conditions aux limites choisies sont compatibles avec la géométrie. Il est également possible que la condition du type « PRESSURE OUTLET » engendre quelques effets d'aspirations dans le local cible. Il faut veiller à ce que les conditions initiales soient bien choisies.

L'utilisation du modèle EDC impose l'introduction d'une source de chaleur dans le domaine pour entamer l'inflammation, par exemple une surface chauffée. Pour cela, la surface du bac doit être portée à une température équivalente à la température d'ébullition de l'heptane, soit approximativement 100 °C. La réaction chimique dans ce modèle est décrite comme une interaction chimique turbulente entre les espèces spécifiées.

Une remarque importante concerne la spécification des données d'entrées est qu'il faut introduire le débit massique surfacique au niveau de la condition « MASS FLOW INLET », pour accéder aux niveaux de vitesses correspondant à la réalité. Pour le modèle « PDF », les calculs thermochimiques sont déterminés et tabulé dans FLUENT, en utilisant une table PDF propre au code.

Comme pour FDS, l'introduction d'un modèle de rayonnement rend le calcul plus réaliste et offre une meilleure possibilité d'expliquer le phénomène présent. Le problème avec FLUENT est relatif à la diversité des modèles de rayonnement. De plus, chaque modèle dispose d'une grande variété de paramètres plus ou moins connus, le choix de ces derniers relève d'un autre domaine.

FLUENT dispose des modèles de rayonnement suivant :

- **Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)**;
- Modèle P-1 ;
- Modèle Rosseland ;
- Modèle Surface contre Surface (S2S) ;
- Modèle des ordonnées discrètes (DO) ;

Dans notre cas, l'utilisation de tous ces modèles ne pourra être possible car certains d'entre eux présentent des incompatibilités avec le problème et d'autres posent des problèmes liés à la stabilité du calcul (Divergence).

Le modèle P1 a été testé car il est généralement utilisé dans les problèmes présentant des particules rayonnantes et diffusantes comme les suies. Ce modèle dispose d'une équation de transfert simple à résoudre numériquement et ne pose pas des problèmes particuliers de convergence. L'équation de ce modèle s'exprime par [35] :

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\alpha + \sigma_s) \cdot I(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha \cdot n^2 \cdot \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \cdot \Phi(\vec{s}, \vec{s}') \cdot d\Omega' \quad (44)$$

Où :

\vec{r} : Vecteur position ;

\vec{s} : Vecteur direction ;

\vec{s}' : Vecteur direction de la diffusion ;

s : Longueur caractéristique ;

α : Coefficient d'absorption ;

n : Indice de réfraction ;

σ : Constante de Stéphane Boltzmann ($5.672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$) ;

σ_s : Coefficient de diffusion ;

Le calcul instationnaire se déroule avec le modèle k-ε standard. Le pas de temps choisi est de 10 s avec un degré de précision de 10^{-2} . La durée des simulations est de 700 s, soit approximativement 10 minutes.

Enfin, pour les deux cas de figures (PDF et EDC), on choisit un diamètre de 72 mm correspondant à une puissance totale de feu de 1.5 KW (essai 11). Une comparaison avec les profils de vitesses obtenus par PIV et les profils de température dans les deux locaux sera faite. Pour FDS, deux puissances ont été simulées, à savoir 1.5 kW et 5.34 kW, correspondants respectivement aux diamètres 72 mm et 130 mm.

CHAPITRE 5
RÉSULTATS
ET
INTERPRÉTATIONS

CHAPITRE 5 : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

5. Résultats expérimentaux

5.1. Résultats des essais sur la maquette thermique

5.1.1. Maquette thermique avec local source seul

5.1.1.1. Résultats des Visualisations par tomographie Laser

Après l'allumage du bac de combustible, les produits de combustion sont entraînés jusqu'au front de la flamme pour s'élever sous l'effet des forces de flottabilité pour remplir le local. Ce remplissage est caractérisé par l'apparition de couches de fumées successives qui tendent à descendre verticalement. Ce mécanisme est automatique dans le cas de feux confinés. Des fuites de fumées peuvent être localisées sur les bords de la maquette, dues à l'augmentation de la pression interne du local associée à l'apparition de la dilatation thermique.

Avec le semi confinement généré par l'ouverture, les fumées commencent à s'évacuer vers l'extérieur dès qu'elles atteignent le bord supérieur de l'ouverture. Le panache de fumées subit un cisaillement brusque à cause de la rencontre avec l'air frais ambiant, qui fait apparaître des tourbillons de même nature sur le contour du panache. Ce phénomène est un cisaillement connu par une instabilité hydrodynamique nommée «instabilité de Kelvin Helmholtz». Juste en haut de l'ouverture, un tourbillon stationnaire s'établit régulièrement. C'est un phénomène qui a déjà été décrit par Yaping [5].

Le panache continue sa propagation dans le milieu ambiant où il se dissipe graduellement. Au niveau de la flamme, avec un remplissage continu du local, l'oxygène nécessaire au maintien de la combustion commence à manquer. Dans un milieu totalement confiné, l'extinction est inévitable si l'oxygène présent initialement dans le local est totalement consommé.

Dans des milieux semi confinés, l'apport d'air se fait automatiquement par les ouvertures de communication. Pour la maquette thermique, l'appel d'air produit par la flamme se produit à travers l'ouverture verticale sous une forme d'écoulement opposé à l'écoulement d'évacuation des fumées. Cet appel d'air se fait forcément par la partie basse de l'ouverture puisque l'air est

de densité plus grande que celle des fumées, cependant, selon la hauteur du bac par rapport au plancher, il se peut qu'une extinction de la flamme se produise même en présence d'un semi confinement. Ceci peut se produire si le bac est envahi par la couche de fumée qui remplit le local.

La figure 5.1 montre l'évolution des fumées à travers l'ouverture à différents instants pour un diamètre du bac de 100 mm (essai 10). Le panache décrit une trajectoire curviligne où il atteint un état de stationnarité au bout de 200 s après l'allumage comme le montre la courbe de la figure 5.2 obtenue par un traitement d'images.

Sur la troisième image ($t = 345$ s), on remarque la présence d'air qui rentre dans le local en dessous de la couche des fumées qui s'évacuent vers l'extérieur. On remarque également que la détermination avec précision du plan neutre n'est pas évidente.

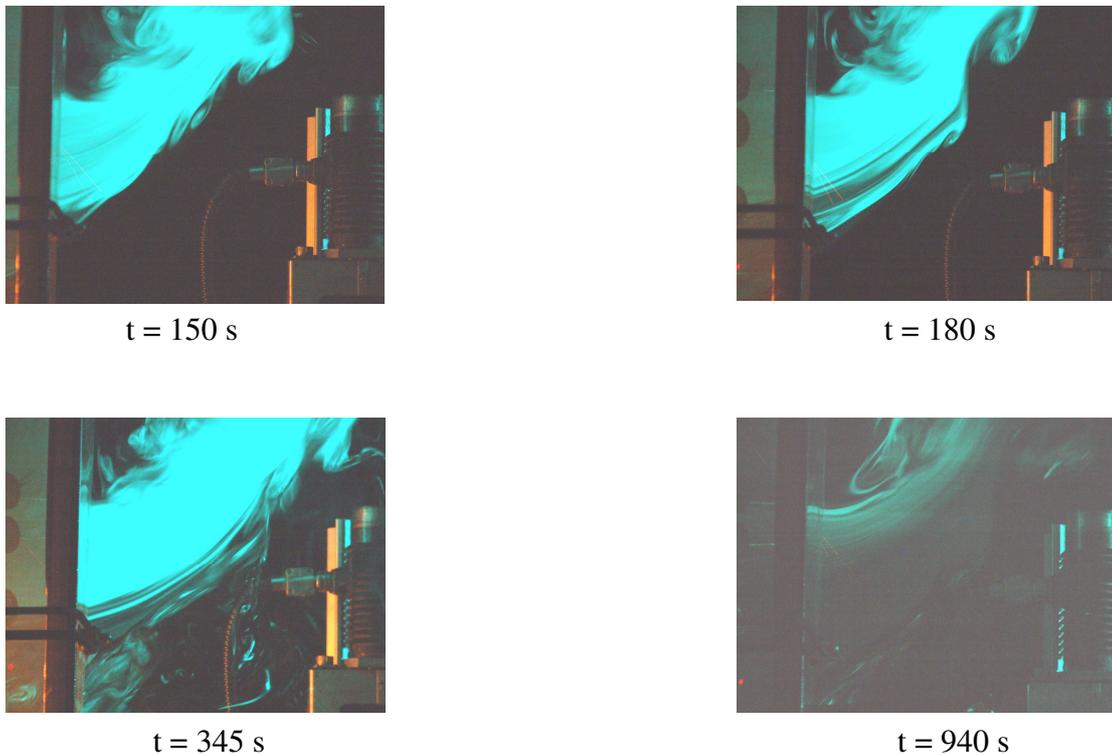


Figure 5.1 : Visualisation de l'écoulement au niveau de l'ouverture pour un diamètre de bac de 100 mm (Essai 10)

A la sortie des fumées par l'ouverture, le panache est très instable, son épaisseur augmente graduellement jusqu'à atteindre une valeur moyenne de 10 cm au bout de 200 s approximativement (figure 5.2).

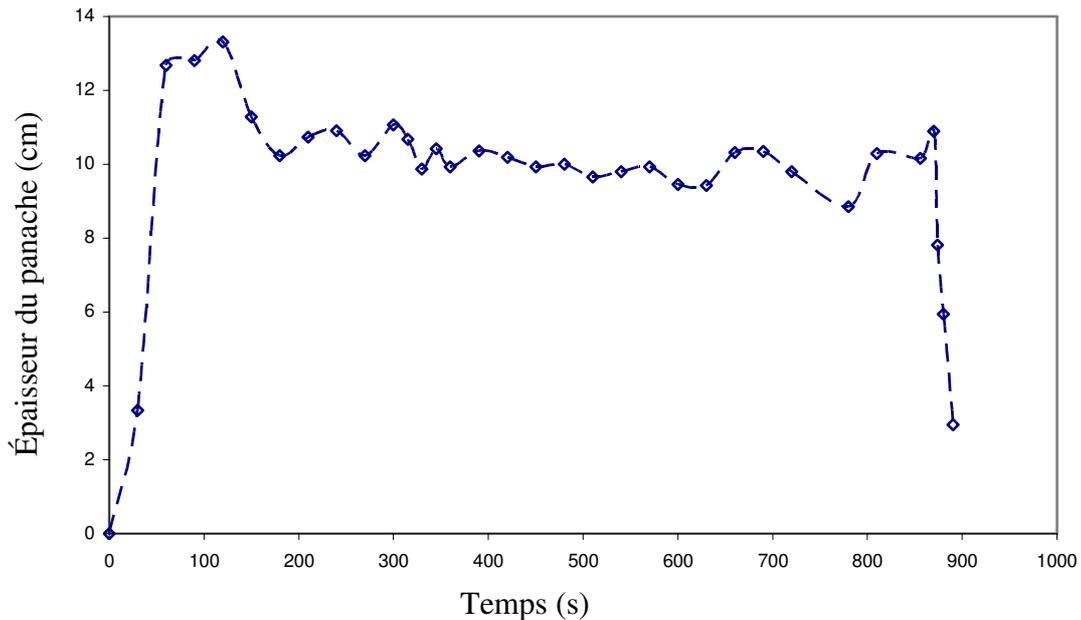


Figure 5.2 : Évolution temporelle de l'épaisseur du panache au niveau de l'ouverture pour l'essai 10 ($D_{bac}=100\text{ mm}$)

5.1.1.2. Profils de température et de flux de chaleur

Sur l'évolution temporelle de la température dans le local source, on identifie la présence de trois régimes de combustion successifs (figures 5.3). Le premier régime correspond à la phase de développement du feu où l'élévation de température atteint 130 °C au plafond au bout de 124 secondes. Le deuxième régime qui décrit une évolution de température pratiquement constante (état quasi stationnaire) débute approximativement à $t=200\text{ s}$. Cet instant correspond à celui mis par le panache au niveau de l'ouverture pour atteindre une épaisseur pratiquement constante (10 cm). Le panache se comporte ainsi selon les régimes de combustion (ou bien selon les phases du feu).

Enfin, le dernier régime correspondant à la phase d'extinction s'entame à partir de 850 s. Il faut noter que le panache de fumée continue sa sortie par la porte après la disparition totale de la flamme. Durant toute l'expérience, la consommation du combustible présente un taux moyen de $0,0352\text{ g/s}$. On peut noter la présence d'un léger décrochage dans les 200 premières secondes sur la courbe de perte de masse, qui peut être causé par des effets de surpression ou bien c'est la balance qui est sensible aux petites perturbations provoquées dans le local (figure 5.3).

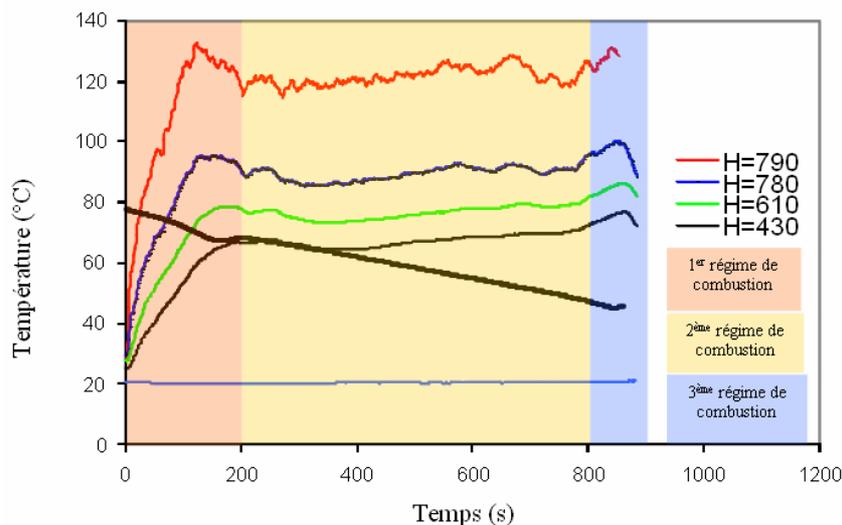


Figure 5.3 : Évolution temporelle de la température dans le local source pour l'essai 4

Les trois régimes de combustion décrits précédemment, peuvent être identifiés également à partir des profils de température au niveau de l'ouverture (figure 5.4). Pour une hauteur de 430 mm, les températures mesurées sur la perche du local sont relativement de même ordre que ceux mesurés au niveau de l'ouverture.

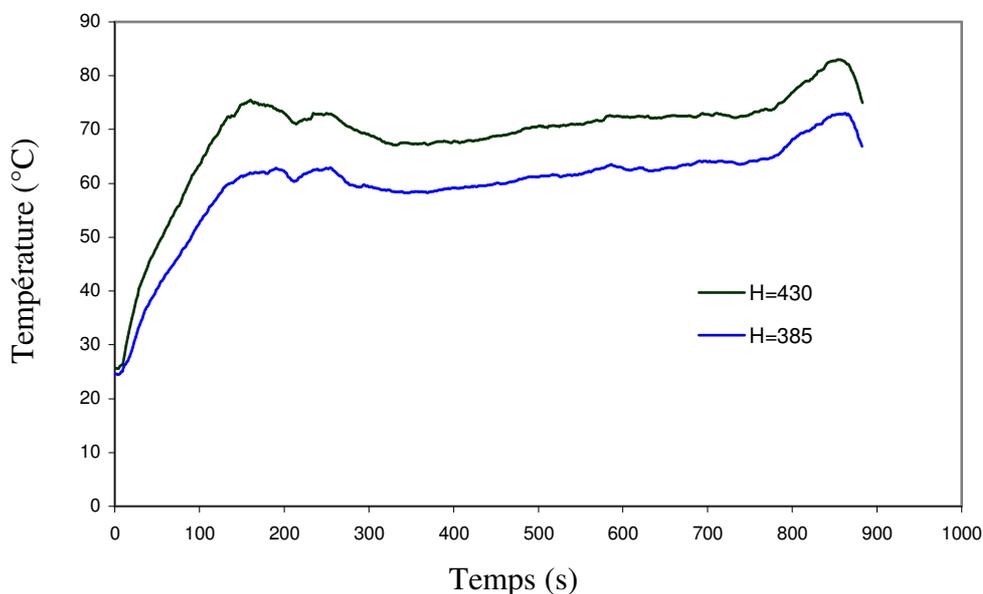


Figure 5.4 : Profils de température au niveau de l'ouverture

Sur les profils de températures représentés sur les figures 5.3 et 5.2 on peut constater que la température ré-augmente légèrement juste avant la fin du troisième régime de quasi stationnarité. Ceci peut être causé par l'élévation de la température propre au thermocouple.

Des tentatives de mesures de flux de chaleur ont été menées dans le local source, à partir des radiomètres (étalonnés) utilisés sur le dispositif de DIVA. Les résultats montrent que le flux rayonné augmente avec l'augmentation du diamètre du bac (figure 5.5). Cependant, leur utilisation n'est pas formelle parce qu'il faut que ces sondes de mesures soient refroidies, ce qui n'était pas le cas dans la maquette thermique. Notons que la production des suies augmente fortement le flux rayonné.

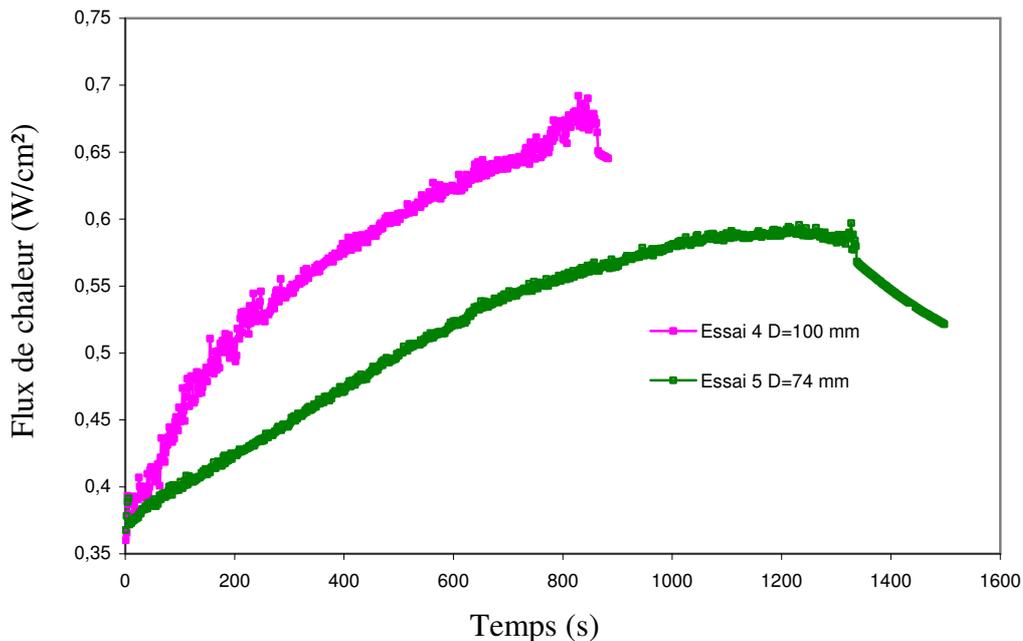


Figure 5.5 : Évolution du flux radiatif au cours du temps pour les diamètres de bac de 100 et 72 mm (essai 4 et 5)

5.1.1.3. Profil de vitesse au niveau de l'ouverture

Les tentatives de mesures de vitesse au niveau de l'ouverture par LDV ayant présenté des difficultés, les résultats obtenus par PIV ont permis de mesurer le champ de vitesses des fumées évacuées par le haut de l'ouverture.

En PIV, l'acquisition nécessite un ensemencement qui permet de détecter le déplacement des particules sur la fenêtre d'interrogation. Dans le cas des feux réels, il est vrai que les particules émises par les flammes peuvent jouer le rôle d'ensemencement, comme par exemple pour le TPH qui produit beaucoup des suies. Cependant, l'écoulement au niveau de l'ouverture est visible seulement dans la partie haute, donc le mouvement d'entraînement d'air par la partie basse de l'ouverture ne sera pas détecté. Le champ moyen obtenu sur une moyenne de 50 images, avec une fréquence de 15 Hz, est représenté dans la figure 5.6 :

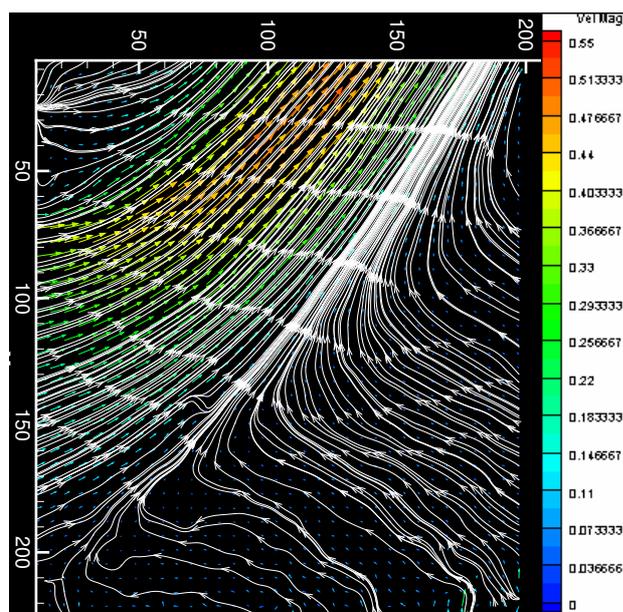


Figure 5.6 : Champ de vitesse représentant l'écoulement au niveau de l'ouverture pour un diamètre de bac de 72 mm

A partir des lignes de courants, on observe clairement l'entraînement d'air provoqué par le panache sur son bord. L'ordre de grandeur de la vitesse horizontale au niveau de l'ouverture ne dépasse pas les 0.5 m/s, comme le montre la courbe de la figure 5.7. Les tourbillons de Kelvin Helmholtz ne sont pas représentés.

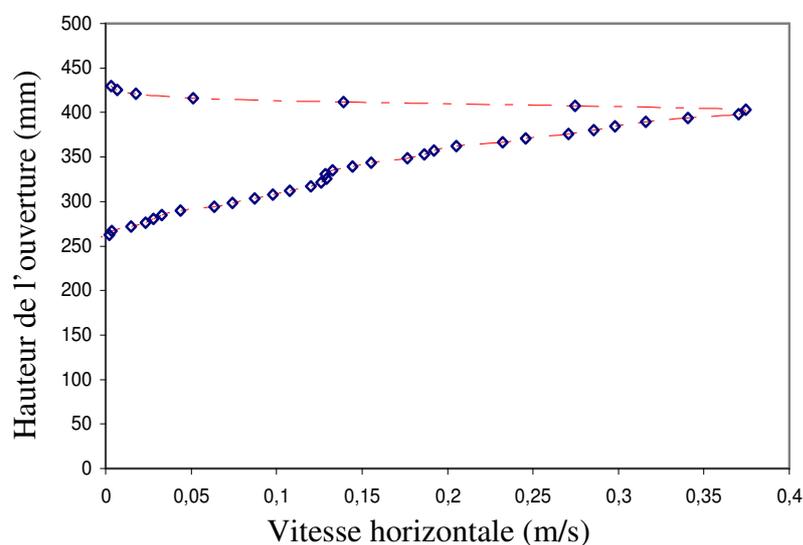


Figure 5.7 : Profil de vitesse normale au niveau de l'ouverture pour le diamètre de 72 mm

Au niveau de l'ouverture, entre les deux couches de fluide de températures différentes (Air entrant et fumées évacuées) se présente le plan neutre où les deux interfaces se rencontrent. Ce dernier peut être déterminé à partir du champ de vitesse obtenu précédemment

(figure 5.6). Pour un diamètre de bac de 72 mm, le plan neutre se situe à une hauteur approximative de 25 cm.

A partir du profil de vitesse horizontale (figure 5.7), on peut estimer la puissance convectée par le foyer vers l'extérieur à travers l'ouverture, qui est de l'ordre de 12%. Ce résultat montre que les fuites influent sur la quantité d'énergie débitée à travers l'ouverture. De plus, l'énergie absorbée par les parois est importante.

La partie d'énergie emmagasinée dans le local contribue à maintenir un niveau de température relativement élevé et augmente les effets de dilatation thermique, la convection et le rayonnement générés par le foyer. Les effets tels que l'inertie de la combustion sont invisibles sur la maquette thermique.

5.1.2. Maquette thermique avec local cible semi confiné

5.1.2.1. Profils de température dans le local source

* Évolution temporelle de la température dans le local source :

La mise en place du local cible semi confiné ne change rien dans le mécanisme de propagation à l'intérieur du local source. Les essais réalisés avec différents diamètres (72 mm, 100 mm et 130 mm) ont permis d'avoir des résultats importants : les mesures réalisées avec le local cible semi confinés ont été réalisées avec un colmatage très ajusté dans le local source pour éviter les pertes par les fuites. Les conditions externes de ventilations sont relativement différentes pour chaque essai, ce qui peut influencer sur le comportement du panache au niveau de l'ouverture ainsi que sur l'écoulement interne dans le local source.

Les niveaux de température atteints à l'intérieur du dispositif sont différents pour chaque bac et décrivent un panache de fumées au niveau de l'ouverture plus ou moins ressemblant. Pour un diamètre $D_{\text{bac}}=72$ mm, la montée en température dans le local source est relativement lente par rapport à la montée en température relative aux diamètres 100 mm et 130 mm (figure 5.8a). Pour ces derniers, la température maximale atteint respectivement 120 °C et 200 °C au bout de 100 s (figures 5.8b et 5.8 c). Cette température maximale atteinte dépend principalement de la taille de la flamme, qui chauffe plus ou moins rapidement l'intérieur du local.

L'état stationnaire n'est atteint que pour quelques minutes pour un diamètre de 72 mm (figure 5.8a). Pour un grand diamètre (130 mm), la montée en température est continue jusqu'à 350 s (figure 5.8c), puis un palier s'établit rapidement (moins d'une minute) et enfin l'extinction. Notons que les trois régimes de combustion définis peuvent ne pas apparaître, ou bien apparaître et disparaître rapidement.

L'adage des pompiers : « *Il n'y a pas deux feux identiques* » prend tout son sens puisque le développement de chaque feu est étroitement lié à l'ouvrage (structure, forme), ainsi qu'à sa source (combustibles possibles), au lieu et aux circonstances entourant le déclenchement de l'incendie.

Notons qu'entre chaque essai, la masse initiale du combustible est différente, donc le volume occupé par le combustible n'est pas le même. Ceci peut engendrer une consommation plus ou moins aisée de l'oxygène. Comme il se peut que les effets de bords au niveau du bac peuvent influencer le comportement du feu. Les fuites sont également une cause de la variation de la température interne du local. Tous ces paramètres peuvent jouer un rôle sur l'apparition des régimes de combustion, ou sur leur durée.

Les montées importantes en température jusqu'à 270 °C à l'intérieur du local, et 138 °C au niveau de l'ouverture, ont constatés des déformations remarquables sur les parois de la maquette. Pour cet essai ($D_{\text{bac}}=130$ mm), la taille de la flamme est importante et les endommagements commencent à apparaître sur la structure. Le bac de 130 mm correspond à une puissance limite pour notre dispositif expérimental.

Les lamelles disposées à l'intérieur du local source ont permis de déduire que les fumées stratifiées présentent toujours la même épaisseur quelque soit la puissance de feu simulée. Elle s'établit lors d'un état quasi stationnaire de panache à 33 cm au dessus du plancher du local source. Notons que, pour le diamètre 130 mm, la montée en température continue jusqu'à atteindre un pic de 270 °C (figure 5.8c).

La température du plafond extérieur continue d'augmenter jusqu'à la phase d'extinction. Le thermocouple présent sur l'axe de la flamme présente toujours les températures les plus élevées.

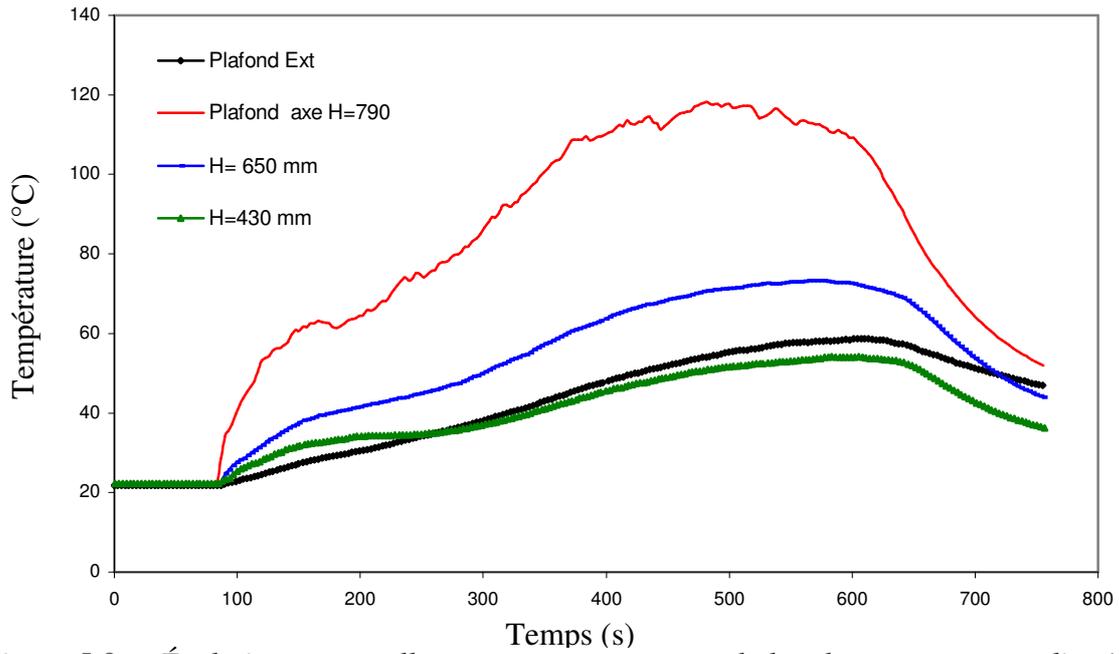


Figure 5.8a : Évolution temporelle des températures dans le local source pour un diamètre de bac de 72 mm

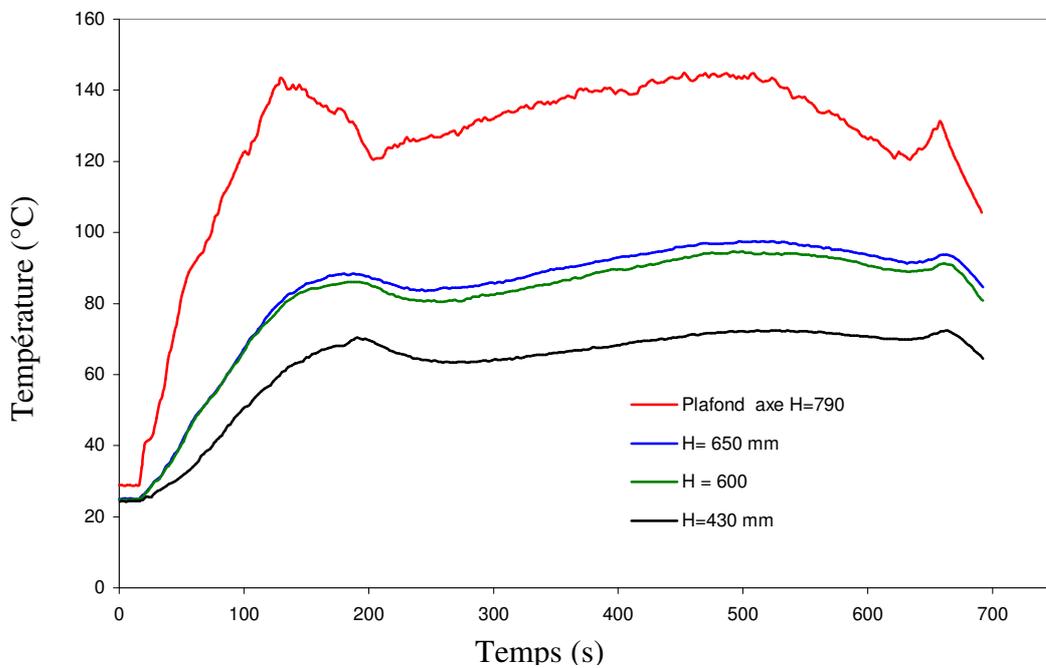


Figure 5.8b : Évolution temporelle de la températures dans le local source pour un diamètre de bac de 100 mm

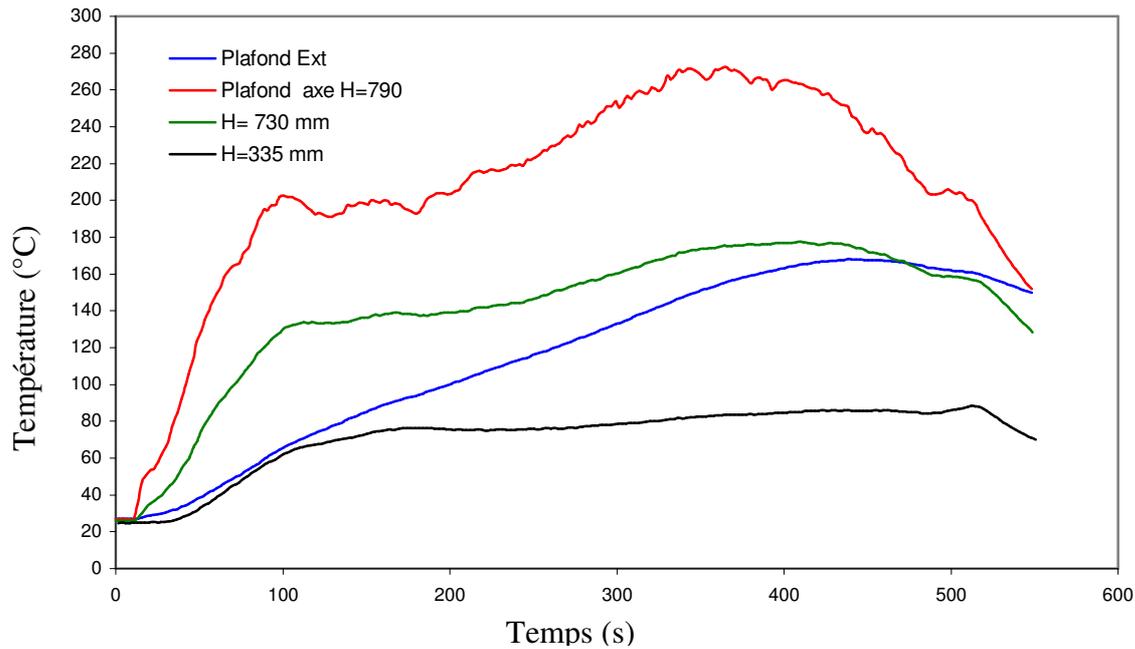


Figure 5.8c : Évolution temporelle de la température dans le local source pour un diamètre de bac de 130 mm

L'allure globale des courbes de températures varie selon l'importance des fuites au niveau du local source. Les phénomènes (Régime de combustion, état de quasi stationnarité...) ayant lieu peuvent se différencier entre deux essais identiques si les fuites sont importantes. Les perturbations extérieures peuvent aussi influencer sur l'écoulement des fumées à l'intérieur du dispositif (Bouche d'aspiration des fumées présente dans la salle d'essai au dessus de la maquette thermique).

Pour le diamètre du bac, $D_{\text{bac}}=100$ mm, la température des fumées chute brusquement après la phase de développement du feu (figure 5.8b). Ce phénomène est décrit également par le profil de température au niveau de l'ouverture et au niveau du local cible semi confiné. Par comparaison à l'essai 4 (essai avec local source seul), on note que cette différence est forcément due à l'influence des fuites sur le régime de combustion.

* Profils de températures suivant la hauteur :

Les courbes des figures 5.9a, 5.9b et 5.9c montrent l'évolution de la température des couches des fumées stratifiées à l'intérieur du local source. Pour le diamètre $D_{\text{bac}}=100$ mm, la différence entre la température à différentes hauteurs du local est faible comparativement aux deux autres diamètres.

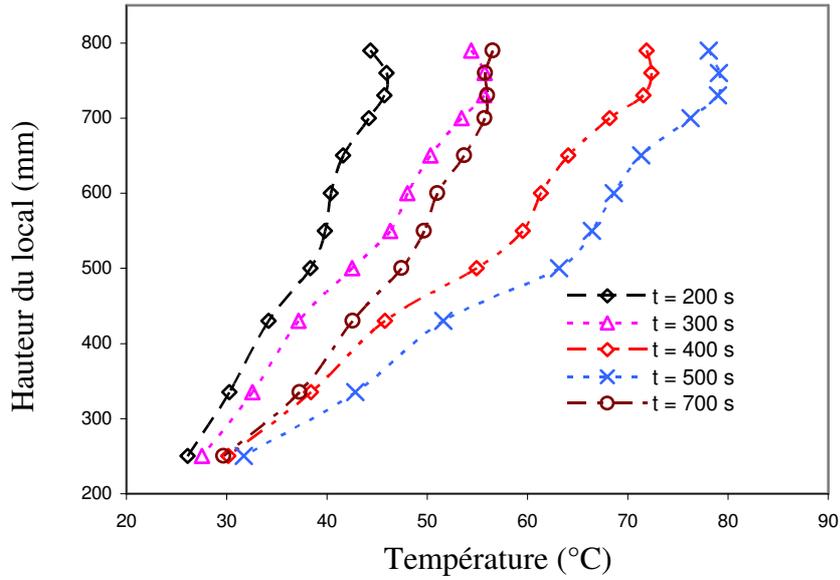


Figure 5.9a : Profil de températures suivant la hauteur du local pour un diamètre de bac de 72 mm

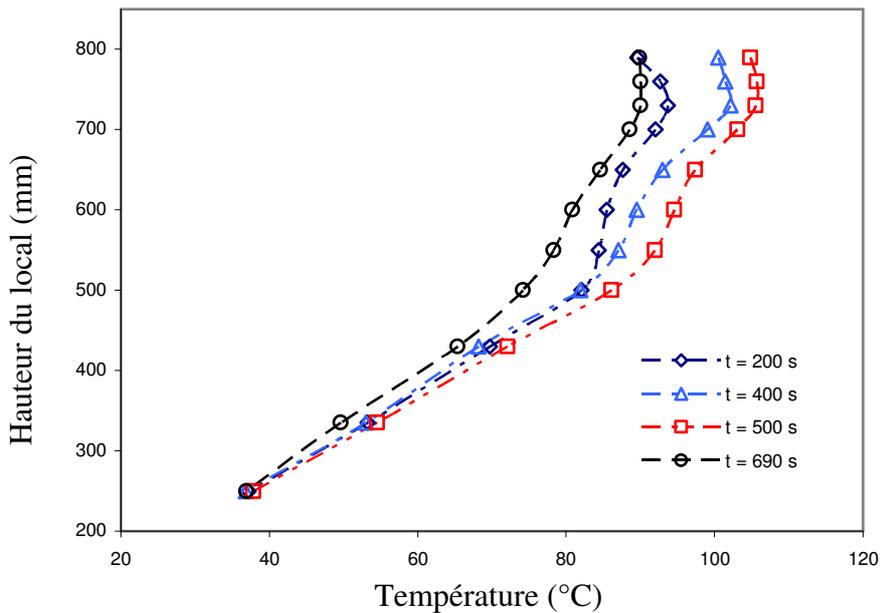


Figure 5.9b : Profil de températures suivant la hauteur du local pour un diamètre de bac de 100 mm

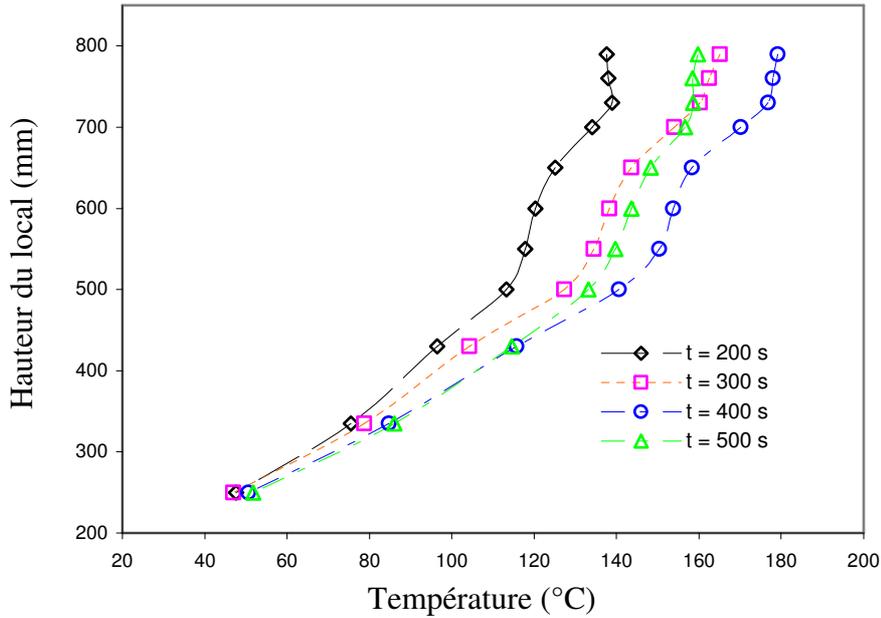


Figure 5.9c : Profil de températures suivant la hauteur du local pour un diamètre de bac de 130 mm

Notons, qu'à une hauteur de 200 mm, les températures prédites pour les trois diamètres sont différentes. Pour le diamètre du bac de 72 mm, la température est approximativement de 30 °C (à t=500 s) alors qu'elle est de 40°C pour le diamètre 100 mm et 50 °C pour le diamètre 130 mm, ainsi l'augmentation de la puissance du feu influe sur le taux de refroidissement des différentes couches stratifiées (figure 5.10).

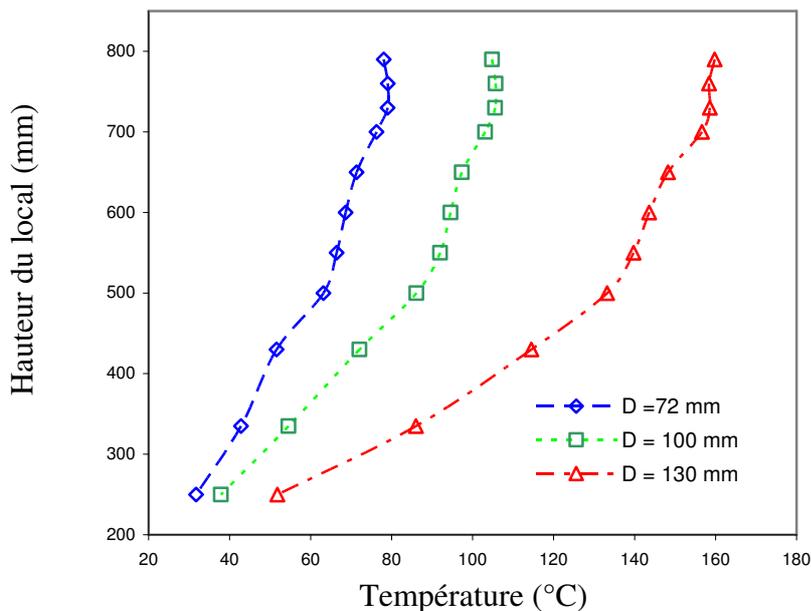


Figure 5.10: Distribution de températures dans le local source pour différents diamètres à t = 500 s

** Évolution temporelle de la température au niveau de l'ouverture :*

Au niveau de l'ouverture, deux écoulements subsistent, le premier correspond au panache chaud sortant et le deuxième caractérise l'appel d'air alimentant la flamme en oxygène. Ceci est clairement montré sur les profils de température au niveau de l'ouverture (figures 5.11a, 5.11b et 5.11c).

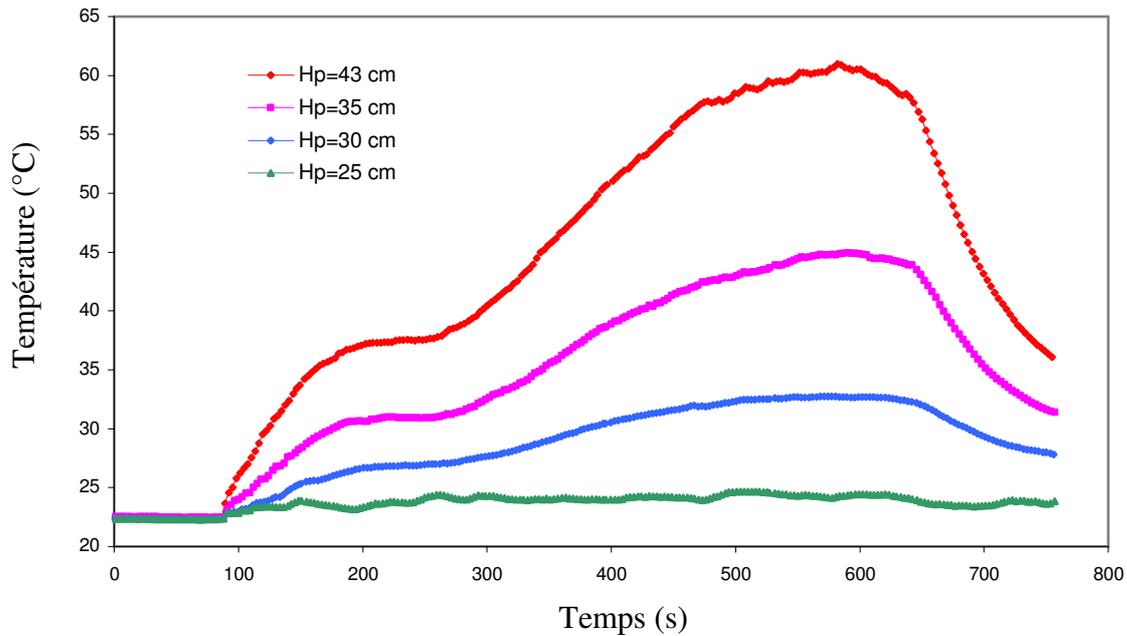


Figure 5.11a : Évolution temporelle de la température au niveau de l'ouverture

($D_{bac} = 72 \text{ mm}$)

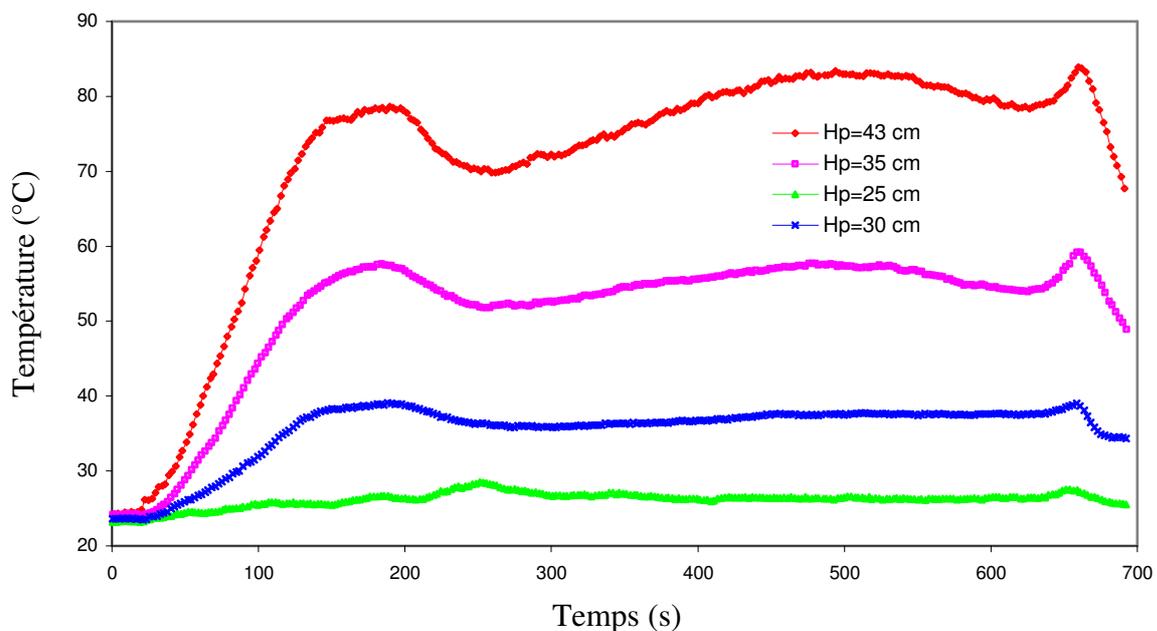


Figure 5.11b : Évolution temporelle de la température au niveau de la porte ($D_{bac} = 100 \text{ mm}$)

On identifie également les différents régimes de combustion comme c'est déjà décrit par la température à l'intérieur du local. Les trois diamètres décrivent sensiblement des profils semblables, ce qui se traduit par le fait que la puissance du foyer n'influe pas sur la dynamique du panache lors de sa sortie vers le local cible semi confiné.

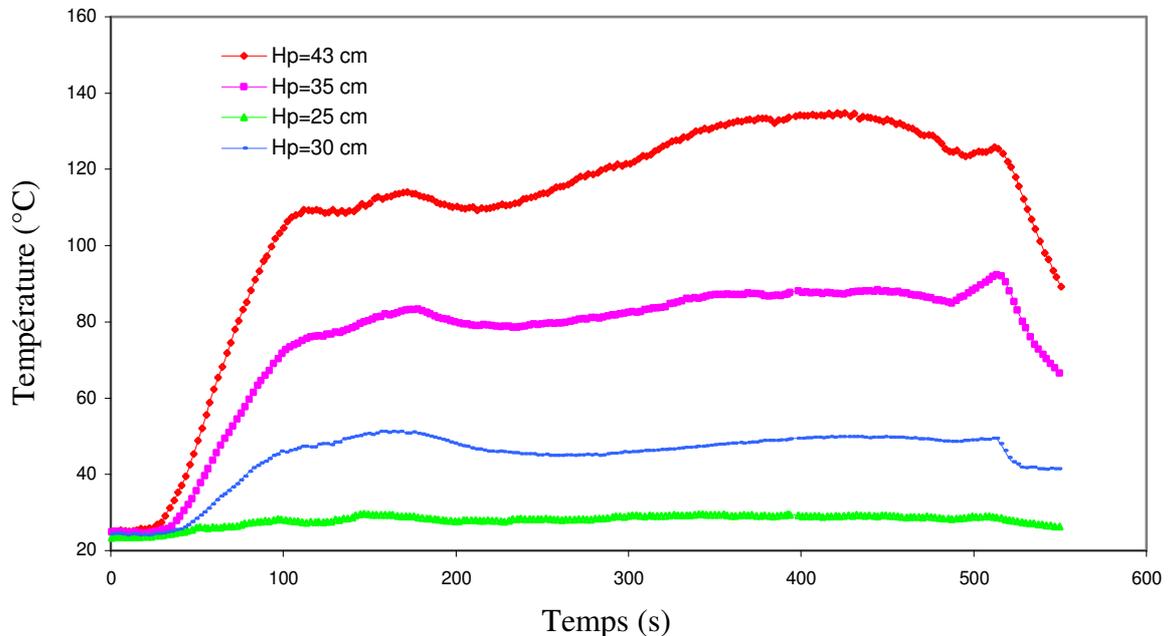


Figure 5.11c : Évolution temporelle de la température au niveau de la porte ($D_{bac} = 130 \text{ mm}$)

Notons que les températures au niveau de l'ouverture augmentent avec la puissance du feu et la température décroît avec l'épaisseur du panache. L'effet de dilution augmente au niveau de l'interface de cisaillement entre les fumées évacuées et l'air entrant à travers l'ouverture.

* Évolution temporelle de la température dans le local cible semi confiné :

Les courbes données par les figures 5.12a, 5.12b et 5.12c montrent que la température de fumées diminue considérablement lors de l'impact sur le plafond du local cible semi confiné, on identifie des régimes de combustion semblables à ceux présents dans le local source.

La température continue sa montée durant le régime de combustion quasi stationnaire et cela pour les trois puissances simulées. Cette augmentation de température est plus importante pour le diamètre du bac de 72 mm (figure 5.12a). L'effet de dilution est important au niveau du panache évacué à travers l'ouverture. Les températures présentées sur le plafond du local cible semi confiné sont moins élevées que celles de l'ouverture.

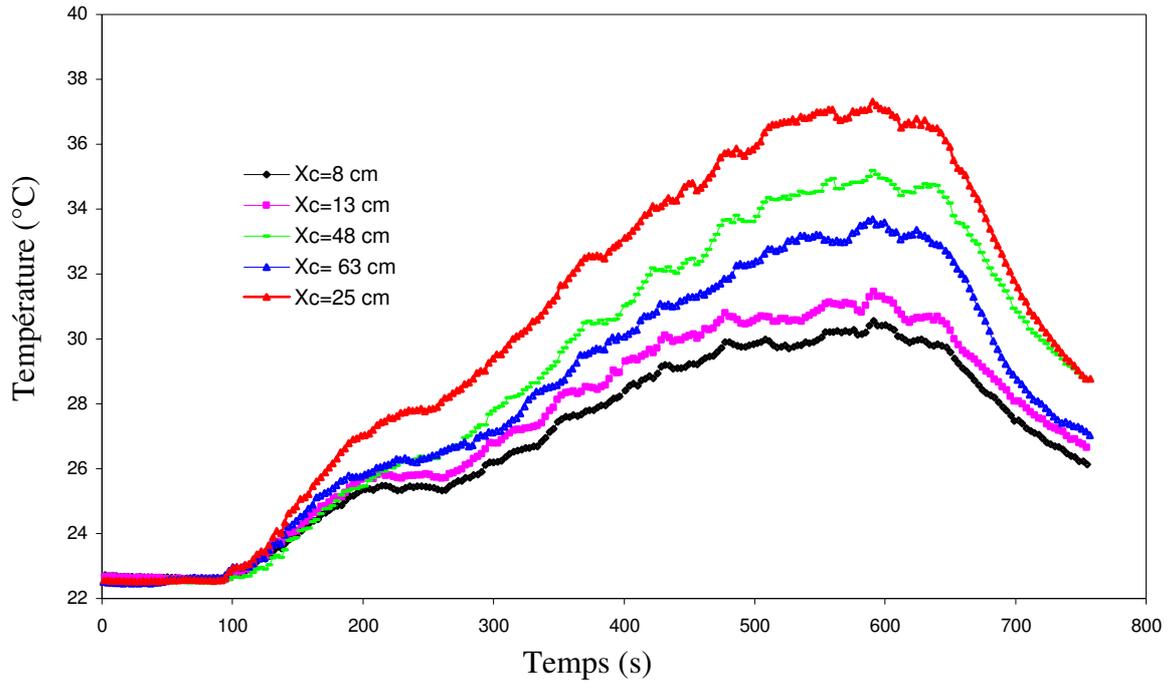


Figure 5.12a : Évolution temporelle de la température au plafond du local cible semi confiné
($D_{bac} = 72 \text{ mm}$)

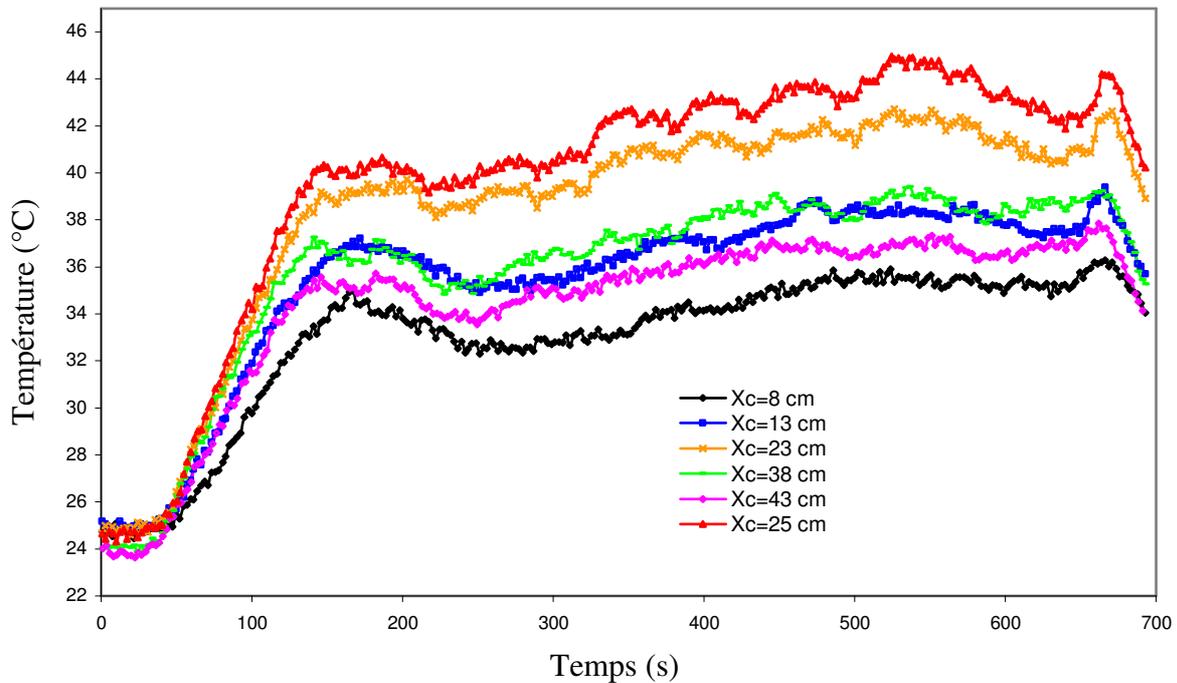


Figure 5.12b : Évolution temporelle de la température au plafond du local cible semi confiné
($D_{bac} = 100 \text{ mm}$)

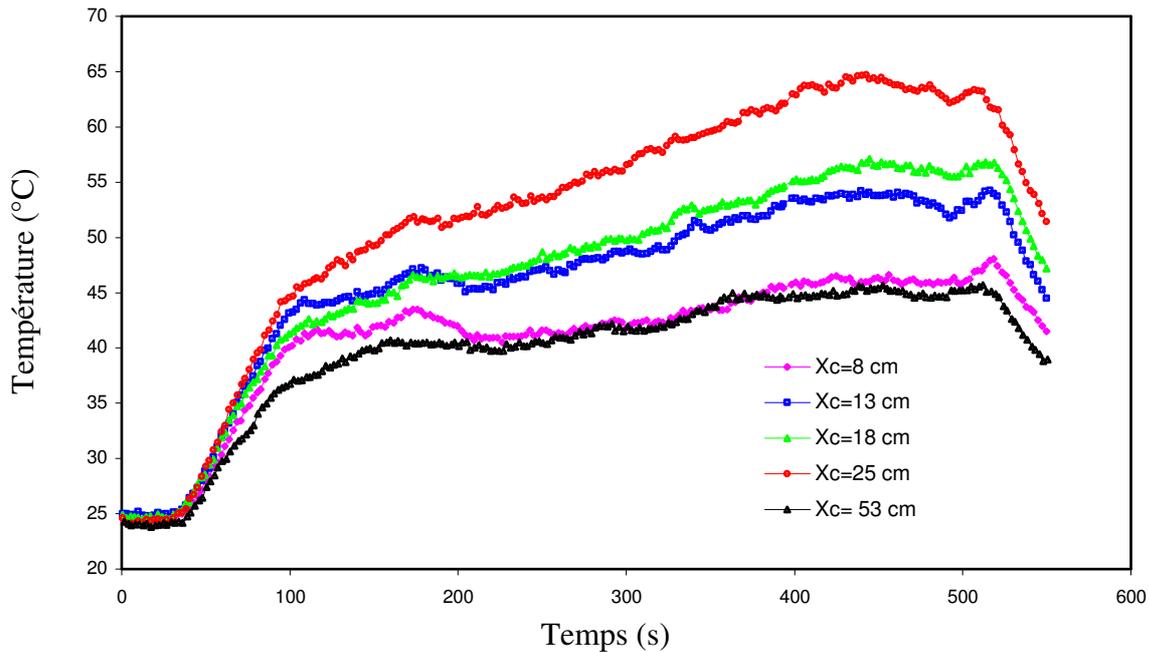


Figure 5.12c : Évolution temporelle de la température au plafond du local cible semi confiné ($D_{bac} = 130 \text{ mm}$)

L'allure des profils de température entre le local source et l'ouverture ne varie pas beaucoup. Entre l'ouverture et le local cible, les profils de température varient légèrement, particulièrement pour la phase de quasi stationnarité. Ceci est dû aux perturbations générées par l'impact du panache au niveau du plafond du local cible semi confiné. La température des thermocouples peut aussi avoir une influence sur les températures du panache au niveau de l'impact.

5.1.2.2. Profils de température dans le local cible

* Évolution de la température suivant l'axe perpendiculaire au panache :

Les courbes données par la figure 5.13 montrent l'évolution temporelle de la température des fumées, suivant l'axe perpendiculaire au panache Y_0 où on peut noter que la distribution de température est relativement uniforme de part et d'autre de l'axe Y_0 . Ceci se traduit par le fait que la différence de températures entre les positions, $Y_0=+6 \text{ cm}$ et $Y_0=+3 \text{ cm}$ est sensiblement proche de la différence de température entre les positions, $Y_0=-3 \text{ cm}$ et $Y_0=-6 \text{ cm}$. La température est plus élevée pour la position $Y_0=+3 \text{ cm}$ (figure 5.13) pour les diamètres de bac de 72 mm et 130 mm.

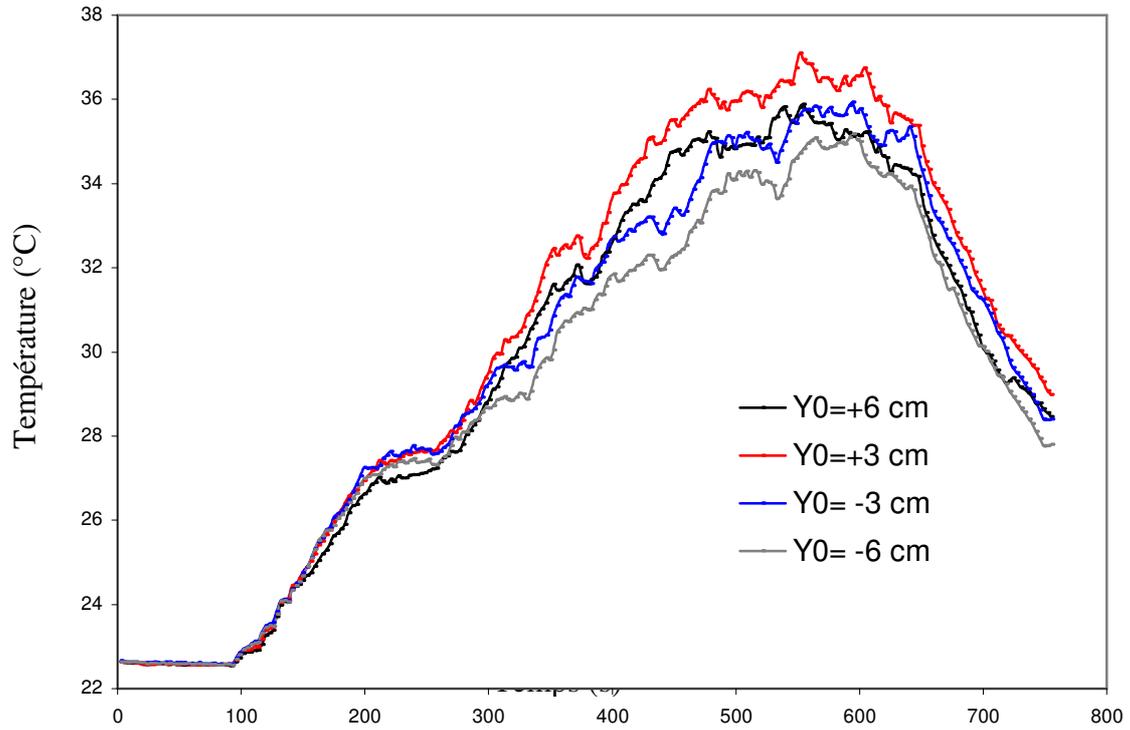


Figure 5.13a : Évolution temporelle de la température suivant l'axe Y_0 ($D_{bac} = 72$ mm)

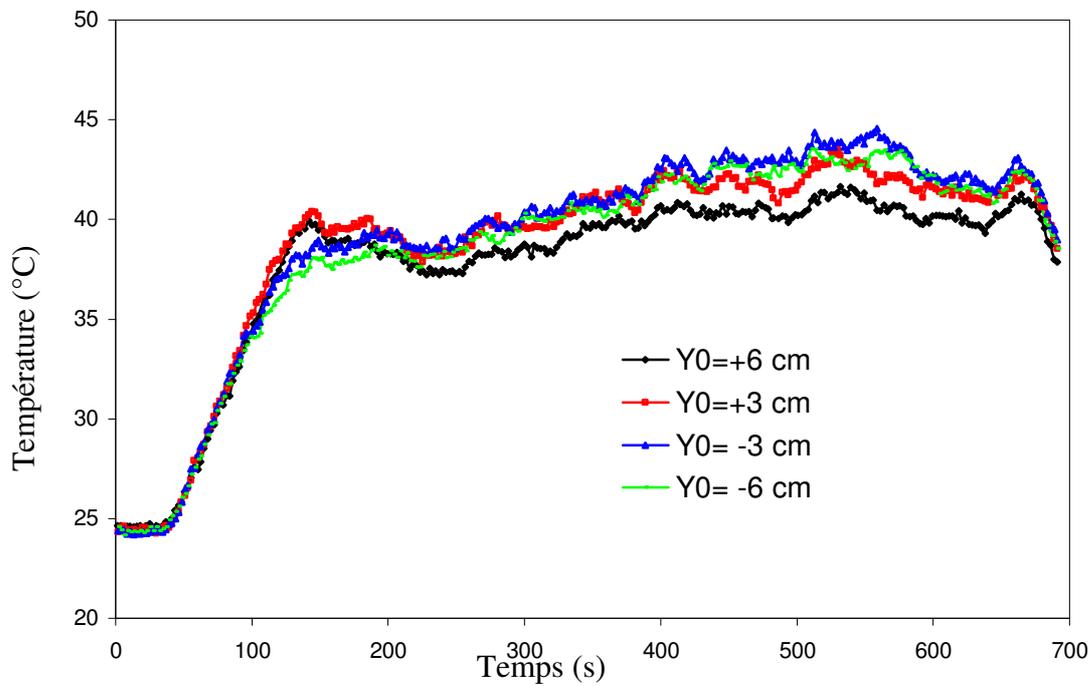


Figure 5.13b : Évolution temporelle de la température suivant l'axe Y_0 ($D_{bac} = 100$ mm)

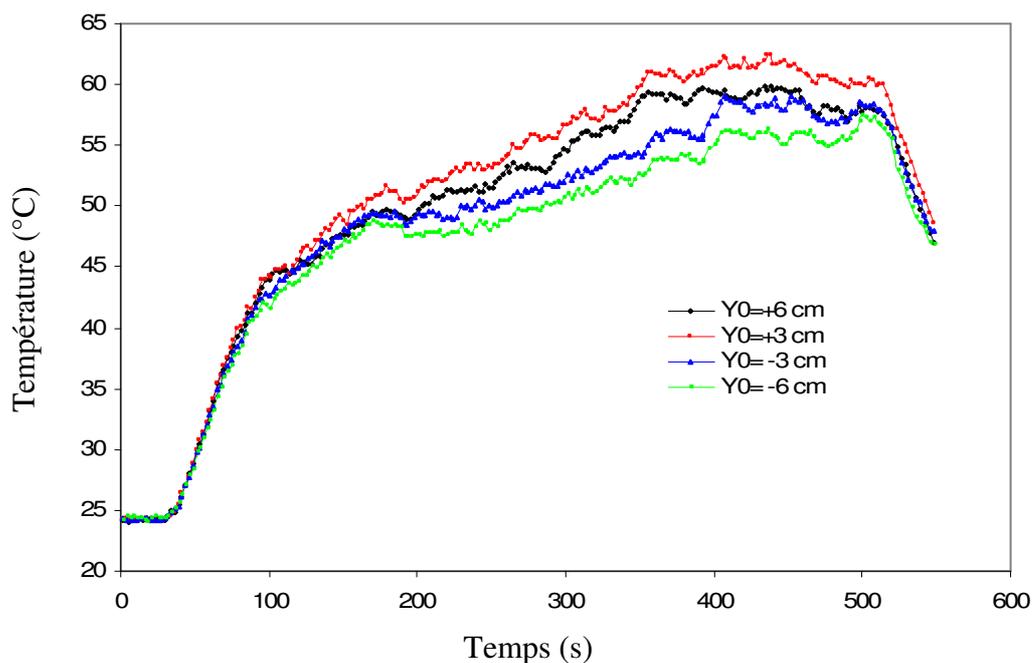


Figure 5-13/c : Évolution temporelle de la température suivant l'axe Y_0 ($D_{bac} = 130$ mm)

L'effet de dilution provoqué par l'entraînement d'air et la présence d'instabilités font que la température du panache diminue progressivement jusqu'à l'impact sur le plafond du local cible semi confiné où les fumées s'écoulent longitudinalement suivant l'axe X_c pour s'échapper à l'extrémité du local cible semi confiné. Les mesures de température sur le plafond du local cible semi confiné (figures 5.12a, 5.12b et 5.12c) ont été déterminées pour des positions (thermocouples) situées à chaque 5 cm, ce qui a permis d'obtenir un pic de température situé à $X_c=25$ mm pour les trois puissances simulées.

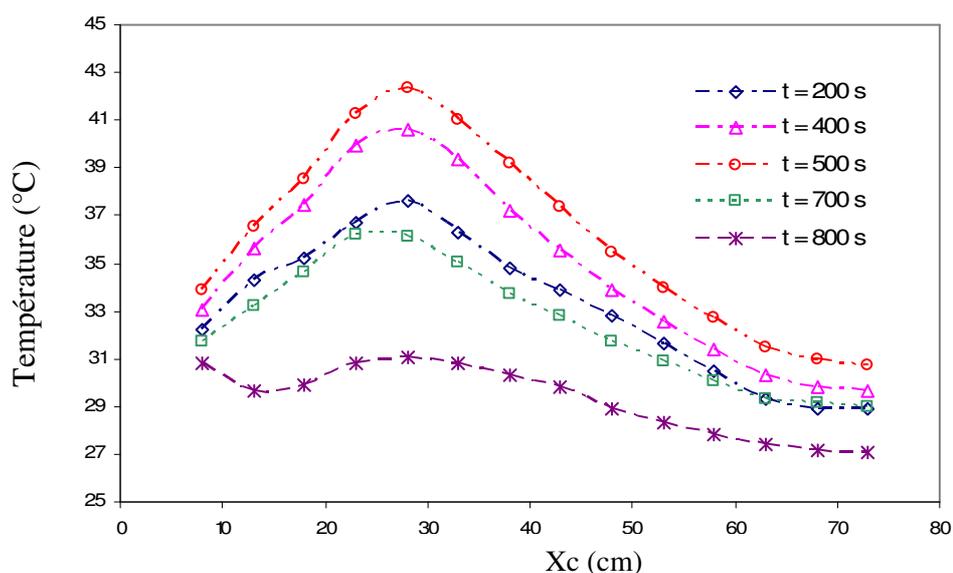


Figure 5.14 : Distribution de température suivant la longueur du local cible semi confiné ($D_{bac} = 100$ mm)

En réduisant la distance entre les thermocouples à 3 cm, on obtient un pic de température situé à $X_c=28$ cm (figure 5.14).

Pour les trois puissances simulées, on trouve que le pic de température au niveau du plafond du local cible semi-confiné est situé à $X_c=28$ cm. Ce qui montre que l'impact est indépendant de la puissance du feu à l'intérieur du local cible (figure 5.15).

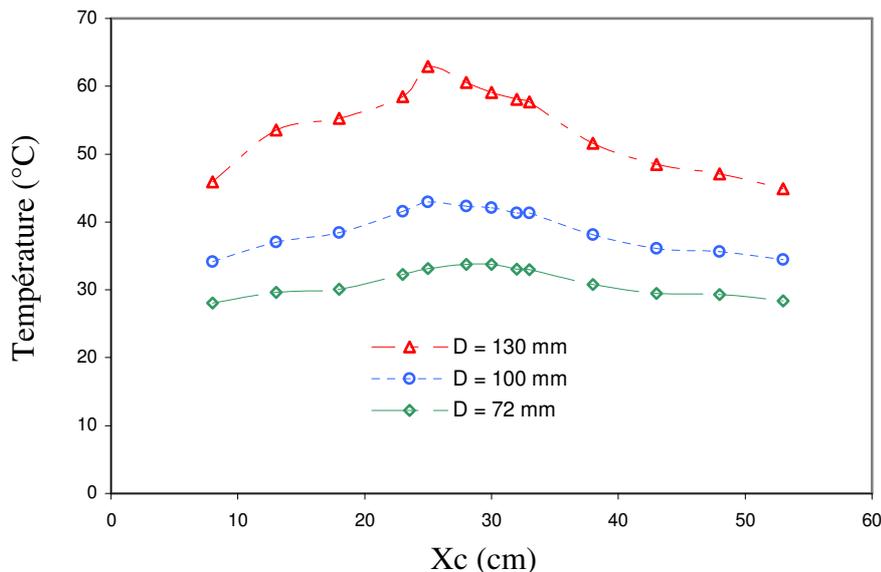


Figure 5.15 : Profils de températures suivant l'axe X_0 pour différentes puissances de feu

Pour mieux cerner le problème de la position d'impact du panache dans le local cible semi confiné, des tentatives de mesures de températures par Thermographie infrarouge ont été réalisées au niveau du plafond du local cible semi confiné. La caméra utilisée détermine la température d'une surface à partir de son flux de chaleur émis, néanmoins dans notre cas, on s'intéresse à la température des fumées. Sur le logiciel approprié au matériel utilisé, différents paramètres sont présentés, notamment l'émissivité de la surface, dont on veut mesurer la température.

L'émissivité d'une surface, représente la proportion de radiations émise par l'objet considéré par rapport à celle d'un corps noir. Le choix d'un facteur d'émissivité unitaire donne des résultats très différents de ceux obtenus si ce facteur était réduit à 0.5 (figure 5.16). Cette dernière valeur semble la plus adéquate, elle donne des températures très proches de celles mesurées par les thermocouples. On note également que les régimes de combustion ne sont pas identifiés correctement.

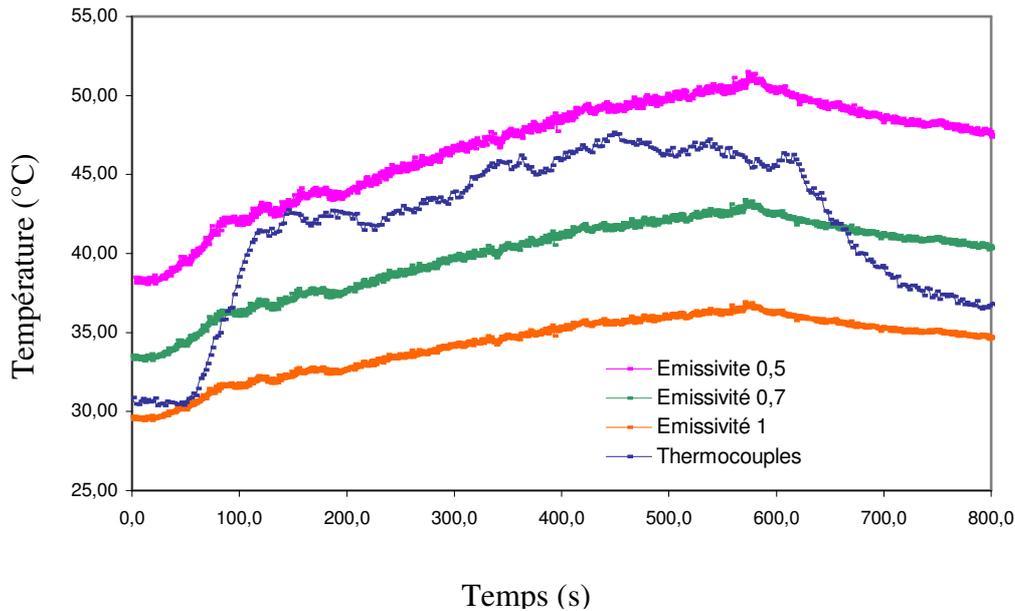


Figure 5.16 : Évolution temporelle de la température dans le local cible pour différentes émissivités et pour un diamètre de bac égal à 100 mm (en $X_c=25$ cm)

Sur la figure 5.17 on montre la température du plafond du local cible juste après la fin de l'essai. On remarque que la présence des traces de l'impact du panache de fumées sur le plafond.

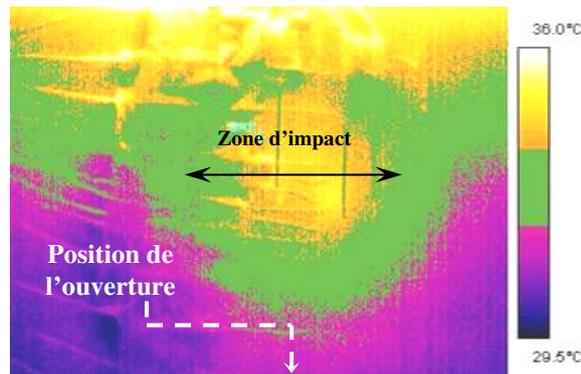


Figure 5.17 : Surface d'impact sur le plafond du local cible semi confiné obtenu par thermographie infrarouge (sans fumées)

Des mesures du taux de production du Monoxyde de Carbone ont été réalisées à l'intérieur du local source à une hauteur de 25 cm pour une diminution de bac de 72 mm. Cette position a été choisie pour éviter d'étouffer la sonde de mesure.

Le taux de production du taux de CO correspond aux différents régimes de combustion (figure 5.18). Cet essai a été réalisé en confinement total du local source, c'est-à-dire lorsque l'ouverture de communication a été colmatée.

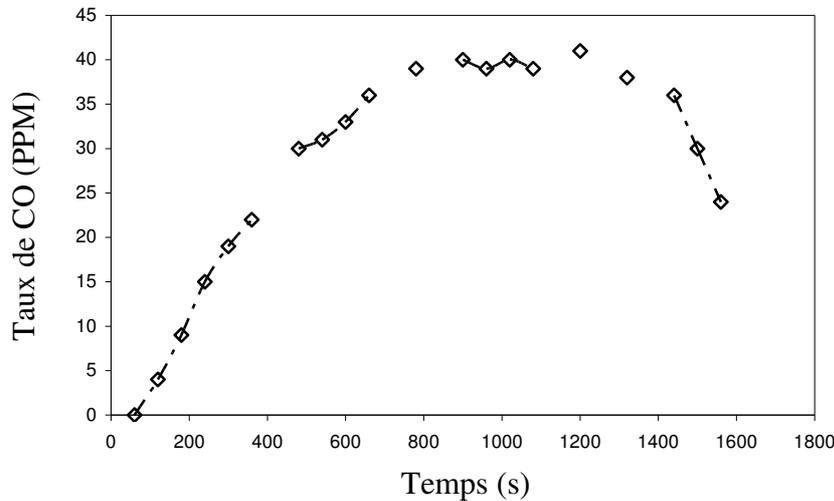


Figure 5.18 : Évolution temporelle du taux de Monoxyde de Carbone sur à une hauteur de 25 cm à partir du plancher

D'autres essais se sont déroulés en utilisant un combustible solide (bois) ont présenté une phénoménologie différente à l'intérieur du local source que celle observée avec le TPH.

5.1.3. Conclusion de la partie thermique

Les différents essais réalisés ont permis la collecte d'un certain nombre de données relatives aux phénomènes thermiques présents dans la maquette où les fumées sont générées au front de flamme jusqu'à leur impact sur le plafond du local cible semi confiné. La stratification dans le local source est décrite par des niveaux de températures qui deviennent plus élevés en rapport avec le diamètre du bac. Les processus thermiques associés sont soumis à la présence de régimes de combustion de l'incendie qui ont été déterminé et ces régimes de combustion varient selon la ventilation imposée dans le local source.

Au niveau de l'ouverture, une distribution de température moins élevée que celle du local source est décrite par un écoulement de panache cisailé. Les caractéristiques géométriques et dynamiques du panache au niveau de l'ouverture et la détermination de la zone d'impact ont permis de localiser la trajectoire prise par le panache sortant par l'ouverture.

Des mesures du champ de vitesses par PIV au niveau de l'ouverture ont permis d'observer l'effet d'entraînement d'air provoqué par le panache et d'estimer la puissance convectée vers l'extérieur à travers l'ouverture.

Les essais de détermination des flux de chaleur, radiatif et total, ont été réalisées à l'intérieur du local source nécessitent quelques améliorations (refroidissement, protection contre les suies...). Les essais réalisés montrent que la maquette thermique ne peut dépasser une puissance de feu approximativement égale à 6 KW, qui correspond à un bac d'un diamètre de 130 mm.

5.2. Résultats d'essais sur la maquette densimétrique

5.2.1. Résultats de visualisations par tomographie Laser

5.2.1.1. Visualisations dans le local source

Les trois débits simulés (50, 150 et 450 l/min) correspondent à des puissances totales réelles d'environ 80, 200 et 700 kW. La figure 5.19 montre l'évolution de l'écoulement dans le local source avec un débit d'injection d'hélium de 150 l/min en injection haute d'air frais.

A l'instant initial, le mélange gazeux est introduit au niveau du local source, puis s'élève vers le plafond rapidement (en moins de 2 secondes) et s'écoule ensuite latéralement contre ce dernier. Après le remplissage du haut du local, le front de fumées descend, le panache atteint l'ouverture et s'écoule vers le local cible après 20 secondes.

Les différents tests de visualisation dans le local source (3bis, 6bis et 7bis) montrent des phénomènes analogues qui apparaissent plus ou moins rapidement suivant les paramètres de l'essai (régime de ventilation, puissance simulée).

Après l'impact du jet de fumées sur le plafond du local source, une couche de faible épaisseur s'écoule jusqu'aux parois verticales et redescendent ensuite puis remontent en générant ainsi des zones de forte vorticité (en se déplaçant vers le panache) (figure 5.19 à $t=4s$ et $t=8s$). L'interface de la couche de fumées prend une forme concave qui se transforme graduellement en forme convexe après la descente brutale des fumées autour du jet. Cette transformation se produit vis versa (concave/convexe et convexe/concave) tout en disparaissant progressivement.

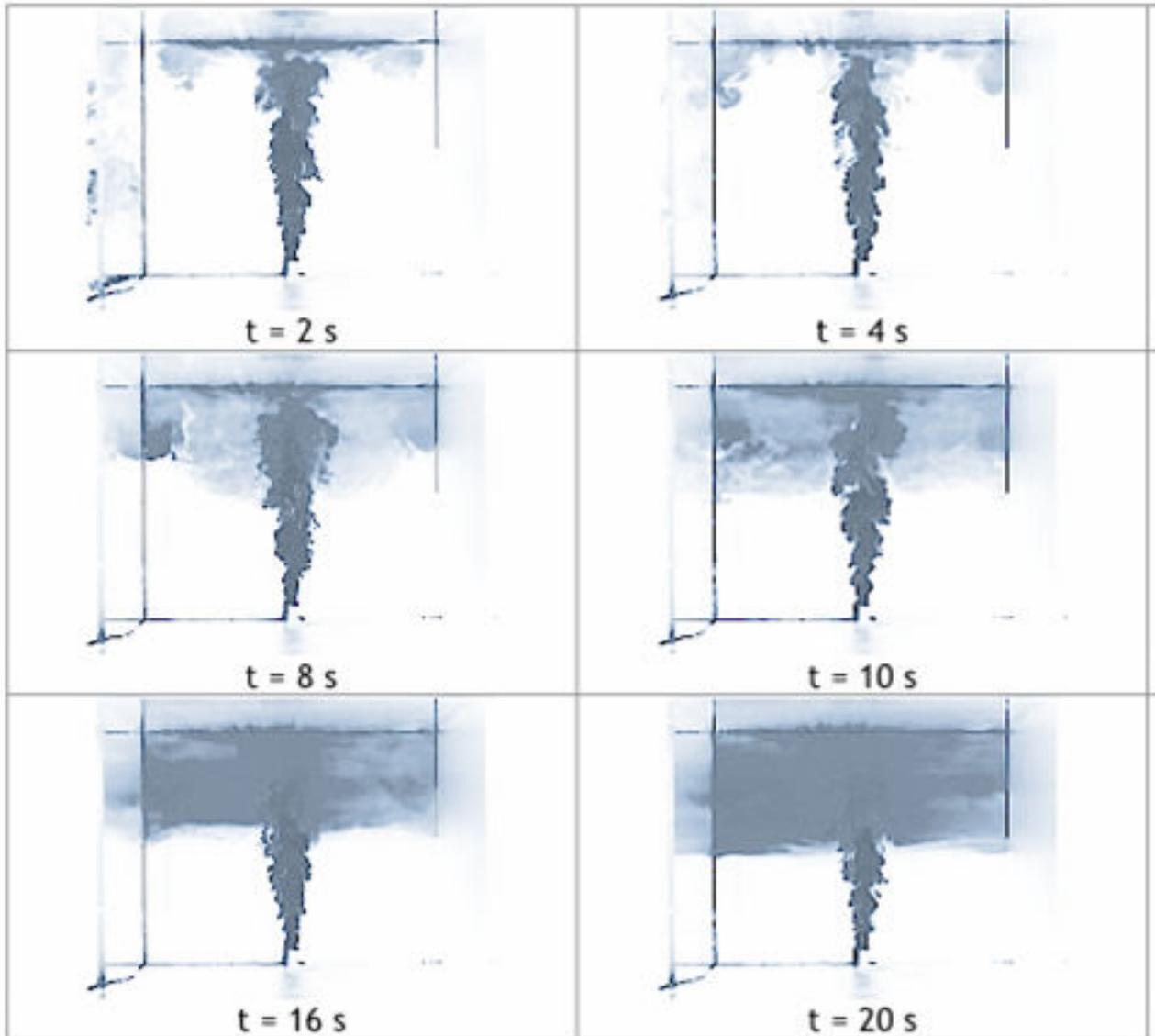


Figure 5.19 : Visualisation du remplissage du local cible (avec $Q_v = 150$ l/min)

Pour les deux premiers essais sans ventilation (essai 1 et 2), la visualisation dans le local cible est très claire. Pour les tests suivants, avec ventilation, le panache est légèrement dévié vers la droite sous l'effet de soufflage et d'extraction, créés par les bouches de ventilation.

La stratification dans le local source est nettement plus forte qu'en thermique, cela est dû au fait qu'avec des élévations de température, la dilation thermique et la thermodiffusion jouent un rôle important sur le mouvement de la couche de fumées. Sur la maquette densimétrique, les effets de compressibilité ne sont pas aussi forts que pour les fumées chaudes.

5.2.1.2. Visualisations dans le local cible

Les essais 3, 4 et 5 montrent que le taux de renouvellement influe sensiblement sur le remplissage du local cible. Plus il augmente et plus le remplissage du local semble lent. Le taux de renouvellement augmente la dilution des fumées et tend à éliminer les zones de fortes concentrations. D'autre part, le taux de renouvellement de TR10 modifie faiblement la stratification.

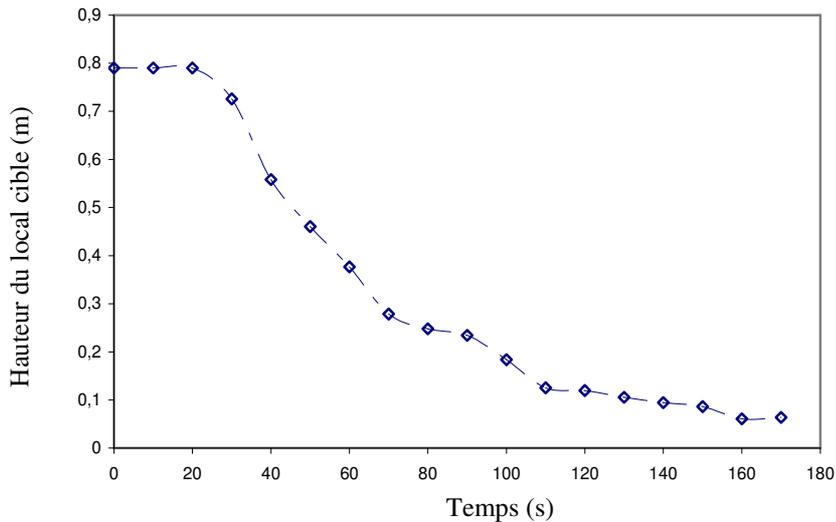


Figure 5.20 : Évolution temporelle de l'interface dans le local cible pour TR5/Q150/injection haute

L'effet de ventilation ne contribue pas ainsi excessivement au mixage des fumées. La figure 5.20 montre l'évolution de l'épaisseur de la couche de fumées dans le local cible, le remplissage est pratiquement linéaire durant la première minute après la sortie du panache de fumées à travers l'ouverture vers le local cible.

Dans le cas d'une injection basse (bouche d'injection en position basse), on peut souligner que le remplissage du local cible conduit à une stratification nettement plus nette par rapport à l'injection haute. L'entrée d'air frais influe sur le déplacement de l'interface des fumées descendantes.

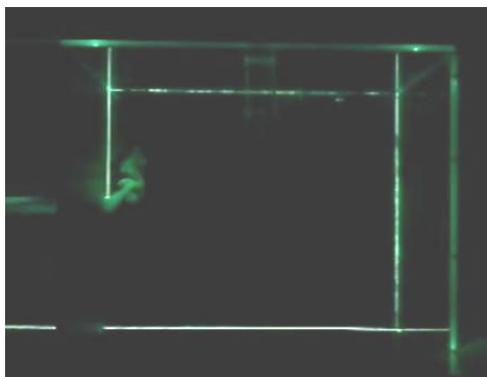
L'impact du panache au niveau du local cible se produit suivant la forme d'un déversoir, où des tourbillons de type Kelvin Helmholtz se produisent sur le bord du panache au niveau de l'ouverture, caractérisant la rencontre entre deux fluides de vitesses différentes. Cependant, ils sont moins stables que pour le cas thermique à cause de la présence d'un régime de ventilation à l'intérieur du local cible.

L'impact du panache obéit fortement au régime de ventilation présent, particulièrement pour l'injection basse. Ce panache décrit les mêmes caractéristiques que le panache thermique observé précédemment. Une comparaison des niveaux de turbulence entre les cas thermique et densimétrique, n'est pas très adaptée puisque la ventilation joue un rôle important.

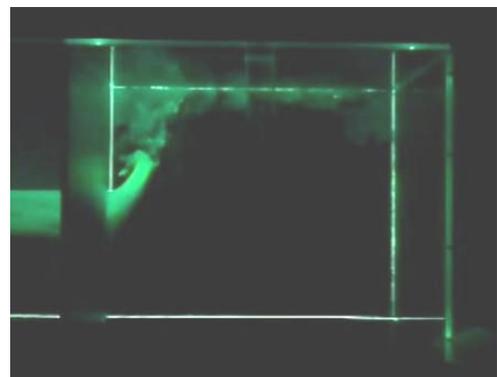
Dans le cas du plan transverse, dont les visualisations sont données par les figures 5.21B et 5.21C, l'effet de ventilation conduit à une dissymétrie très nette du plafond des fumées particulièrement durant les premiers instants.

On note une distribution de concentration de fumées différente d'un côté de la bouche d'injection et d'extraction. La partie droite soumise à l'injection d'air frais est beaucoup moins concentrée que la partie gauche soumise à l'extraction.

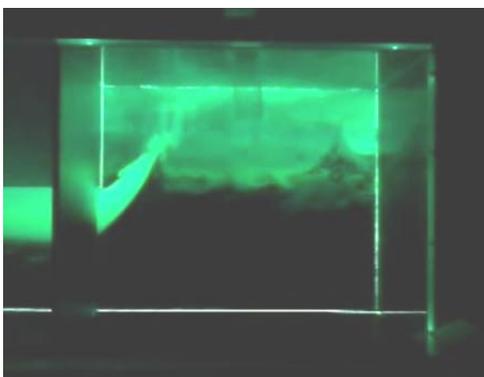
On retrouve également une description similaire du remplissage à celle observée sur le local source. Après l'impact des fumées sur le plafond du local cible, des zones de forte vorticité apparaissent près des parois verticales et du panache de fumées. Des formes concaves et convexes sont décrites par l'interface de la couche de fumées.



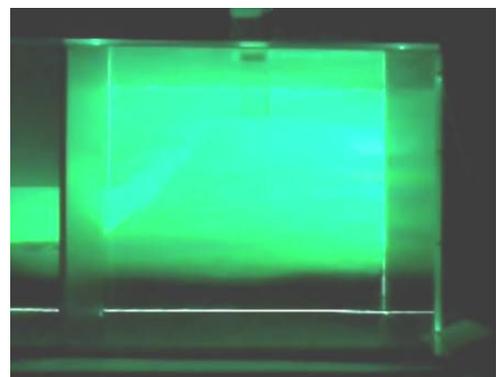
a. t = 20 s



b. t = 30 s

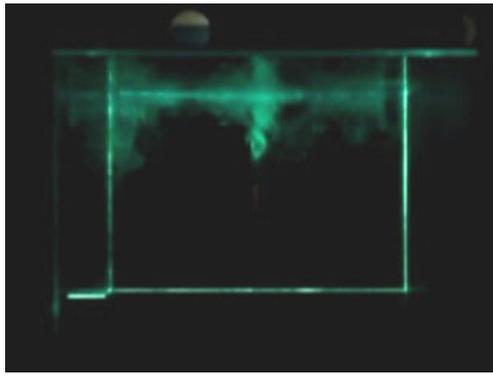


c. t = 60 s

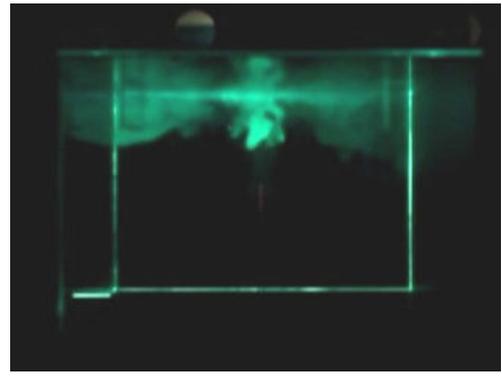


d. t = 120 s

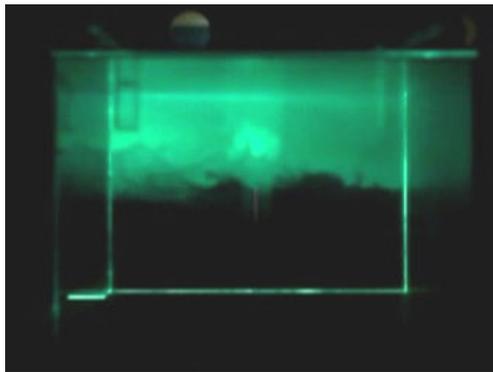
Figure 5-21A : Visualisation de l'écoulement dans le local cible suivant le plan médian



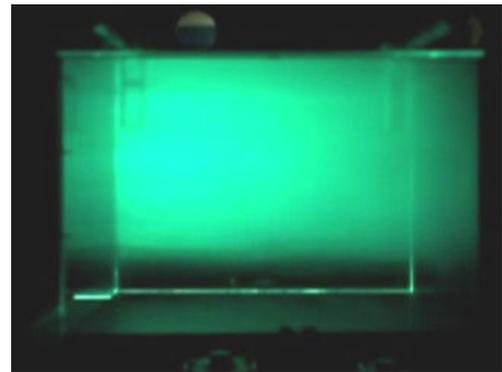
a. $t = 30$ s



b. $t = 40$ s

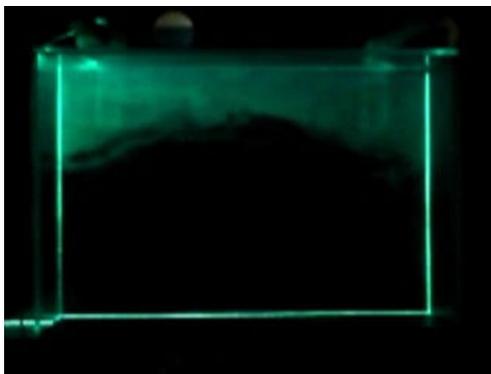


c. $t = 60$ s

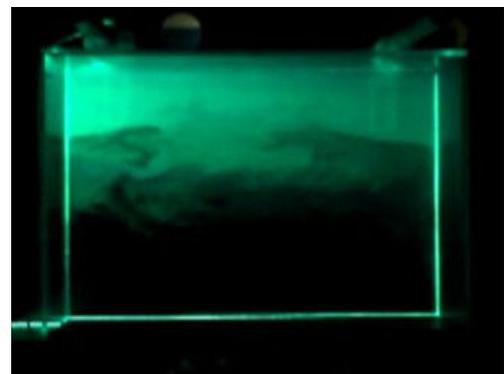


d. $t = 120$ s

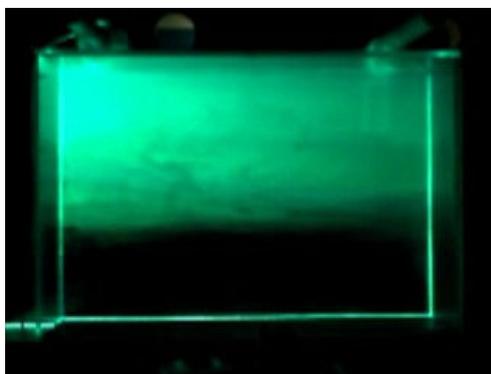
Figure 5-21B : Visualisation de l'écoulement dans le local cible suivant le plan transverse en $x_0=230$ mm



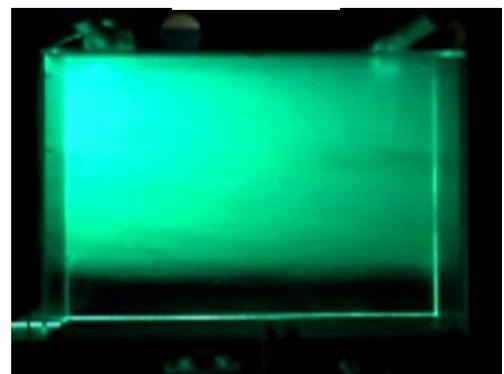
a. $t = 40$ s



b. $t = 60$ s



c. $t = 80$ s



d. $t = 120$ s

Figure 5-21C : Visualisation de l'écoulement dans le local cible suivant le plan transverse en $x_0=770$ mm

5.2.2. Mesure de vitesse au niveau de l'ouverture par LDV

L'écoulement au niveau de l'ouverture est décrit par un panache sortant dans la partie haute, et un appel d'air qui se fait par le bas. Ce dernier est moins visible que le panache parce qu'il n'est pas assez ensemené. Pour une forte puissance simulée ($Q_{he}=450$ l/min), le panache est assez épais pour que le volume de mesure soit immergé à l'intérieur. Les fluctuations de vitesse ne sont pas importantes (écart type faible), une valeur moyenne de la vitesse horizontale est égale à 0.5 m/s (figure 5.22 a).

Pour un essai avec une faible puissance simulée ($Q_{he}=50$ l/min), l'épaisseur du panache est moindre que pour le cas d'une forte puissance et le volume de mesure est proche de la zone de transition entre les deux couches de fluides présentes à la porte. Les fluctuations de vitesse sont dans ce cas plus importantes (écart type important) et la vitesse moyenne est pratiquement nulle (figure 5.22 b).

Le temps mis pour valider les vitesses des particules d'ensemencement pour le débit de 450 l/min est moins élevé que celui correspondant au débit d'injection d'hélium de 50 l/min (70 et 120 secondes pour les deux cas respectivement) à cause du manque de particules dans la zone de transition présente entre les deux couches de fluide au niveau de l'ouverture.

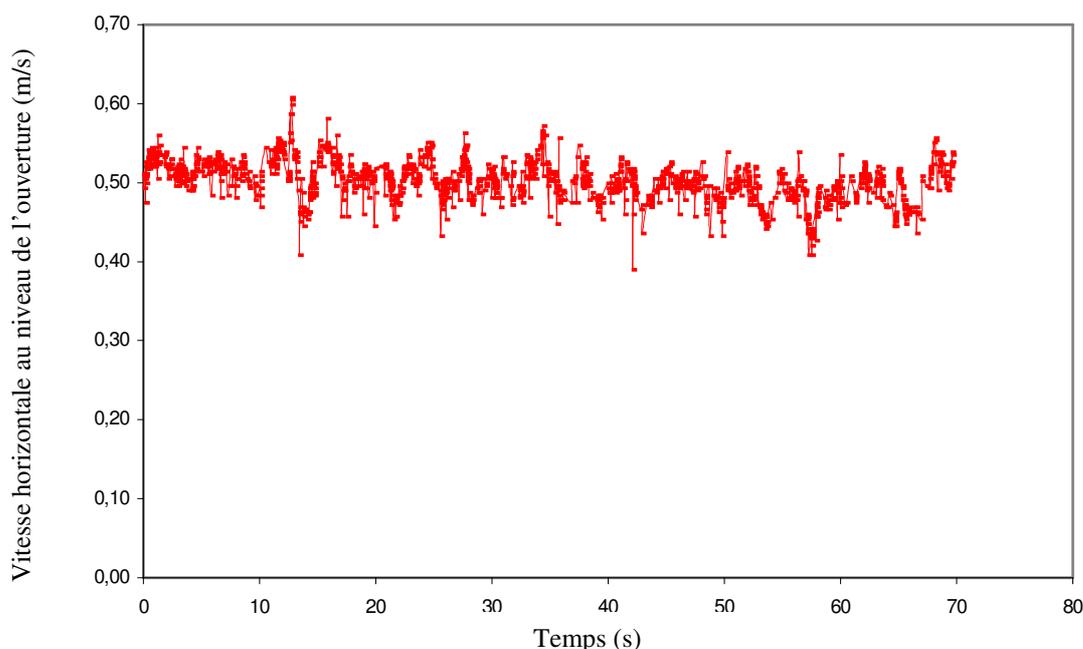


Figure 5.22 a : Évolution temporelle de la vitesse normale au niveau de l'ouverture à une hauteur de 360 mm

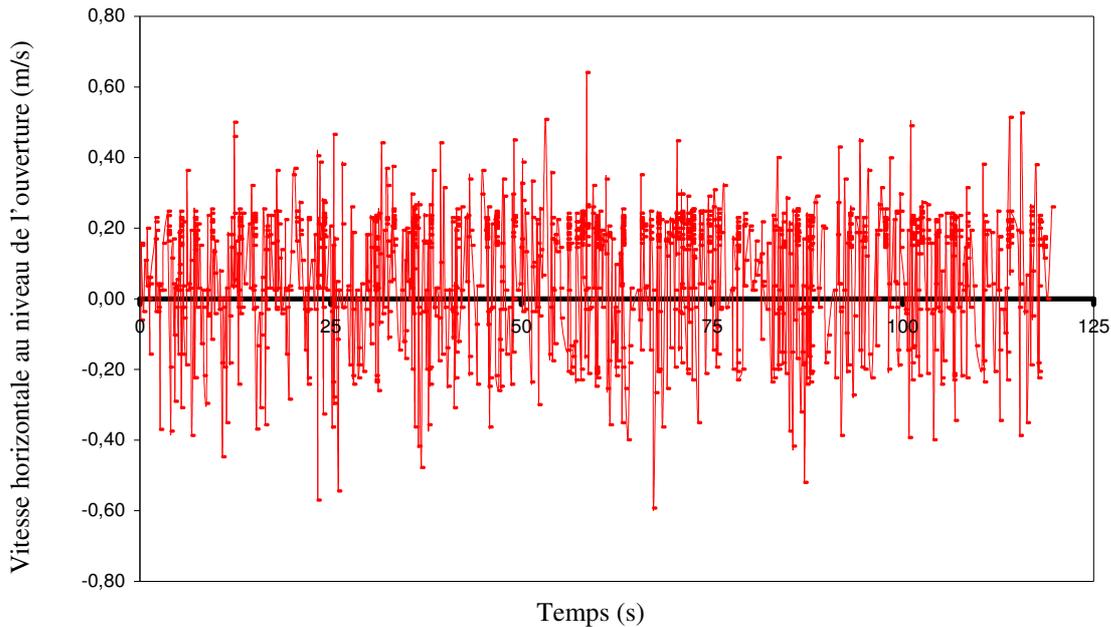


Figure 5.22 b : Évolution temporelle de la vitesse normale au niveau de l'ouverture à une hauteur de 360 mm

Le fluide a quasiment une vitesse nulle qui correspond à un cisaillement entre la couche des fumées et l'air frais. L'appel d'air est plus visible dès que le local cible est quasiment rempli d'hélium. Dans la maquette thermique, l'appel d'air par la partie basse de la porte sert à alimenter la flamme en oxygène. Dans le cas de la maquette densimétrique, l'écoulement d'air dans la partie basse se produit suite au remplissage du local cible par les fumées.

La mise en place de la LDV sur la maquette densimétrique fournit des résultats très satisfaisants. Avec un banc micrométriques et une optique adaptée, la détermination du profil de vitesse sur toute la hauteur de l'ouverture sera possible. Cette information est primordiale pour l'avancée de l'étude (recalage entre les deux maquettes)

5.2.3. Champ de vitesse au niveau de l'ouverture

Le même comportement du panache que celui observé sur la maquette thermique est remarqué sur la figure 5.23, où l'on voit l'entraînement par son contour. L'ordre et la distribution des vitesses normales à la porte sont globalement similaires à ceux obtenues en écoulement thermique, correspondant à des valeurs moyennes inférieures à 1 m/s. Le plan neutre se présente à une hauteur fixe avec une épaisseur de panache proche de 20 cm. Sur la maquette thermique, l'épaisseur du panache avoisine 25 cm approximativement.

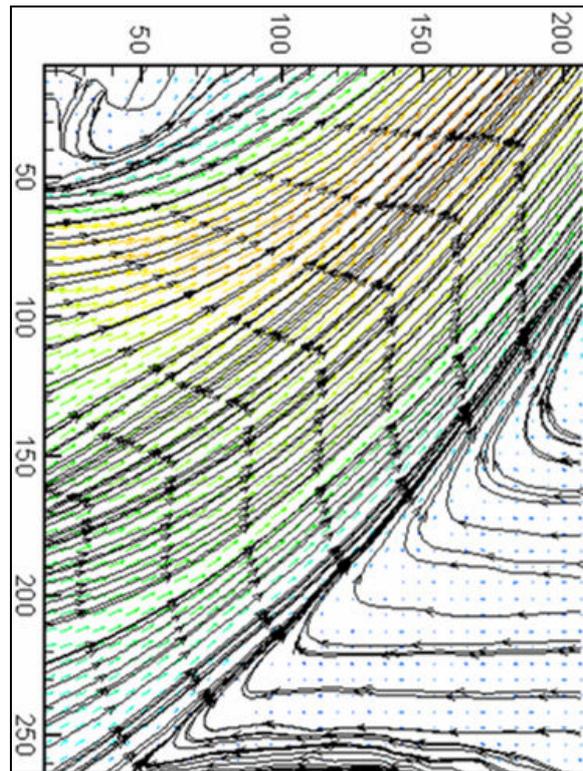


Figure 5.23 : Champ de vitesse au niveau de l'ouverture

La figure 5.24 montre que la vitesse au niveau de l'ouverture est fonction du débit d'injection puisqu'elle augmente de 20 % avec un doublement du débit d'injection. Les profils des autres débits n'ont pas pu être exploités pour des raisons de filtrage de faux vecteurs.

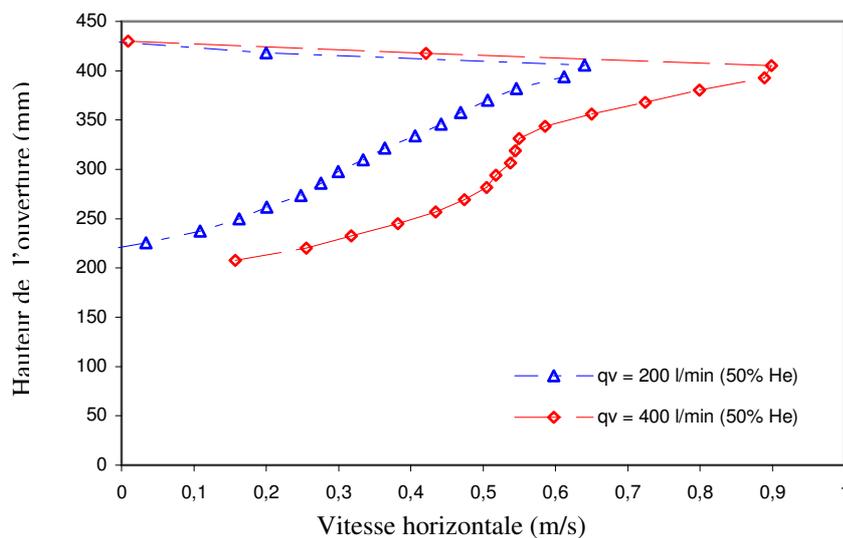


Figure 5.24 : Profil de la vitesse moyenne normale à l'ouverture pour différents débits

Suivant le plan Laser horizontal de mesure, la distribution de vitesse (figure 5.25) est symétrique et décrit un profil avec des pics en des zones proches des extrémités de l'ouverture.

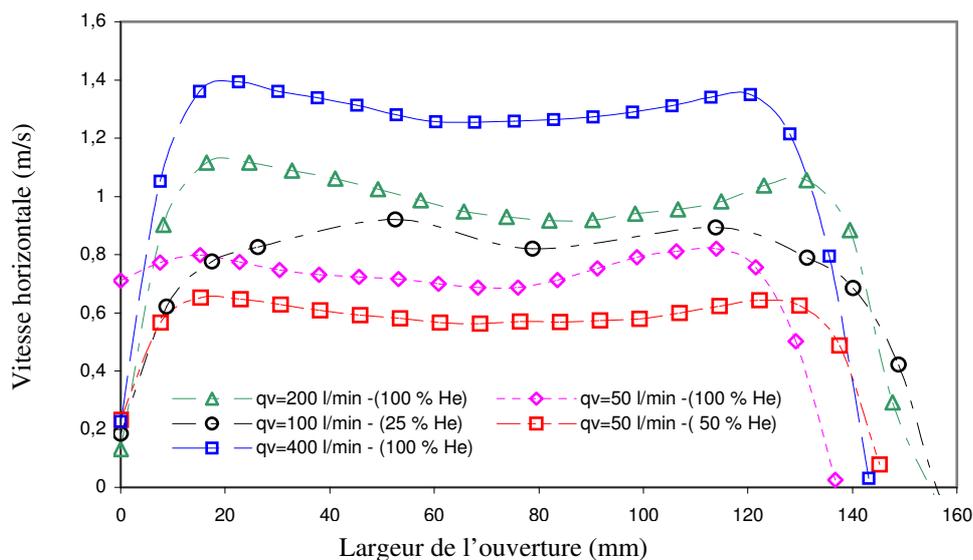


Figure 5.25 : Profil de la vitesse normale à la porte dans le plan horizontal pour différents débits d'hélium

Cette symétrie peut être altérée par le régime de ventilation mécanique, puisque les courants d'injection d'air frais et d'extraction de fumées contribuent à dévier le panache au niveau de l'ouverture.

5.2.4. Conclusion de l'étude expérimentale sur la maquette densimétrique

Les essais sur la maquette densimétrique ont montré que la physique des écoulements est très proche de celle de la maquette thermique (stratification, impact du panache, tourbillons de Kelvin Helmholtz...). Les visualisations par tomographie Laser suivant deux plans ont permis de comprendre l'écoulement présent entre les deux locaux. L'intérêt d'avoir un champ de vitesse au niveau de l'ouverture permet de corrélérer la puissance du feu simulée et les caractéristiques dynamiques et géométriques du panache, ce qui n'a pas été profondément traité sur la maquette thermique. Le mouvement d'évacuation des fumées a été évalué et a montré que la vitesse augmente avec le débit d'injection. Le panache présente une épaisseur au niveau de l'ouverture qui dépend du débit d'injection : plus le débit est faible (faible puissance) et plus le panache est fin.

L'effet du taux de renouvellement a été démontré à travers les essais de visualisation, où on a observé en effet que l'augmentation du TR ralentit le remplissage du local et que pour un taux de renouvellement de 10, le régime de ventilation n'influe pas excessivement sur le

mixage des fumées. On a déduit également que la stratification dans le local cible dépend de la position de la bouche d'injection d'air frais.

Sur la maquette densimétrique, la variation de densité entre le local source et la porte n'est pas importante par rapport à la maquette thermique. Des résultats plus adaptés en terme de comparaison entre les résultats de deux maquettes seront obtenus après la validation de la maquette densimétrique par rapport à la maquette thermique.

6. Résultats de l'étude numérique

6.1. Modélisation de la maquette densimétrique

6.1.1. Calcul sur FDS

Sur la maquette densimétrique, on est intéressé spécialement à la détermination de la vitesse et de la densité, particulièrement au niveau de l'ouverture de communication.

La figure 5.26 montre l'évolution temporelle de la densité d'hélium enregistrée en haut de l'ouverture pour un débit d'injection de 450 l/min qui atteint le local cible au bout de 18 secondes. Cette évolution s'établit graduellement en correspondance avec le passage continu des fumées à travers l'ouverture et se stabilise avec l'établissement de la stationnarité du panache.

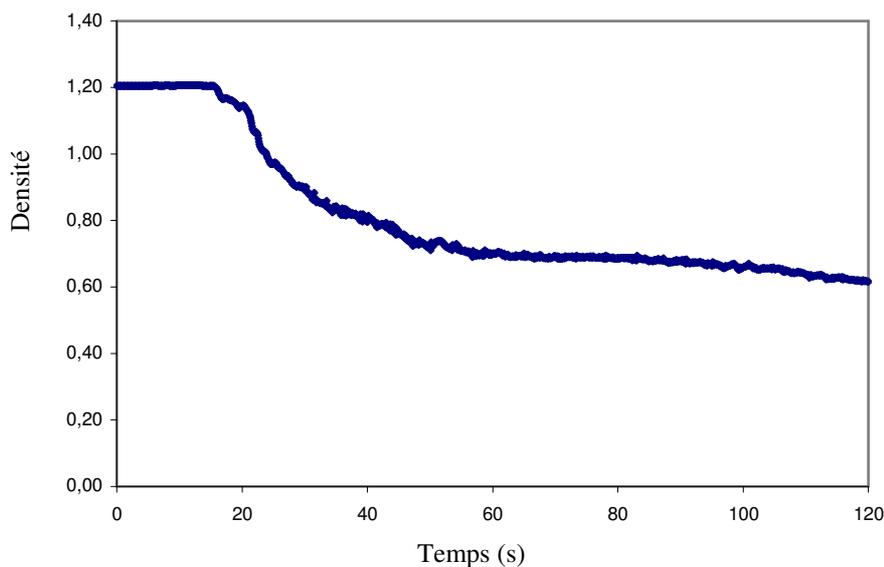


Figure 5.26 : Évolution temporelle de la densité en haut de la porte pour un débit d'injection de 450 l/min et avec injection haute (TR5)

Au cours du remplissage du local cible, la densité diminue ce qui correspond au passage continu d'hélium par l'ouverture. Le temps de simulation choisi est limité à 120 s, durées moyennes d'expérimentations sur la maquette densimétrique

Sur les courbes des figures 5.27 et 5.28, on représente l'évolution temporelle de la densité dans le plafond du local cible. On remarque que la commande THCP n'est pas avantageuse pour déterminer la zone d'impact. On peut constater d'ailleurs une symétrie bien significative du panache au niveau du plafond puisque la densité mesurée dans deux points opposés par rapport à l'axe X_0 de l'ouverture sont pratiquement confondus (figure 5.28).

Sur la figure 5.27, on peut souligner que la densité ne varie pas le long du local cible. Bien qu'un régime de ventilation est imposé (TR5), les effets diluants de l'air injecté ne permettent pas de cerner la position de l'impact.

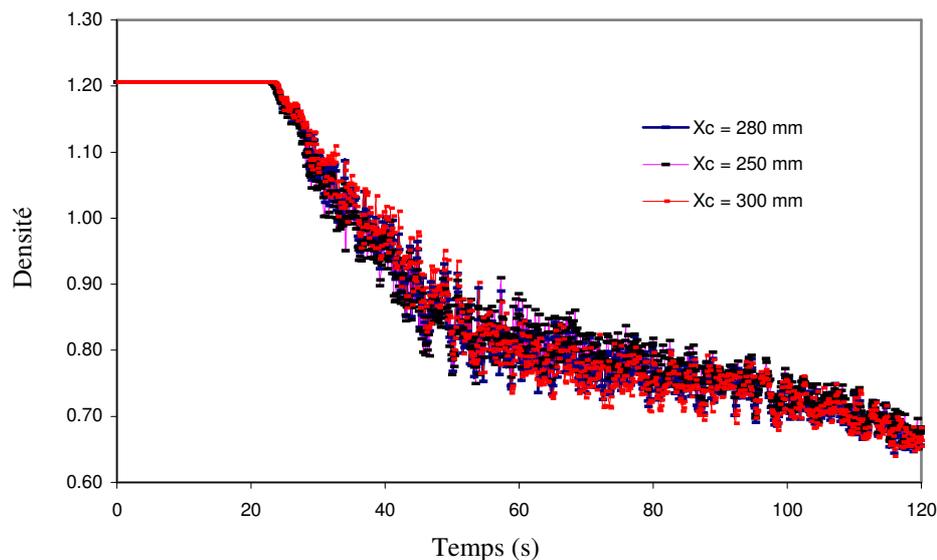


Figure 5.27 : Évolution temporelle de la densité au plafond du local cible pour un débit d'injection de 450 l/min et avec une injection haute (TR5) pour différents X_c

Les profils de vitesse au niveau de l'ouverture (figure 5.29) montrent la présence du mouvement d'évacuation des fumées par la partie supérieure, caractérisée par une augmentation rapide de la vitesse après l'atteinte du front des fumées à la porte. Les vitesses maximales atteignent pratiquement 1m/s pour une hauteur de 425 mm (haut de l'ouverture).

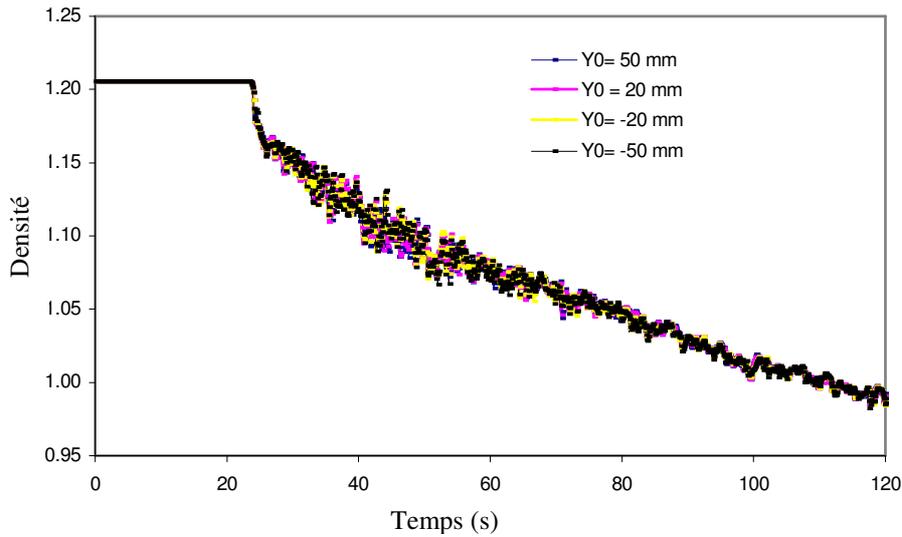


Figure 5.28: Évolution temporelle de la densité en $X_c = 28$ cm dans le local cible pour un débit d'injection de 450 l/min et avec injection haute (TR5)

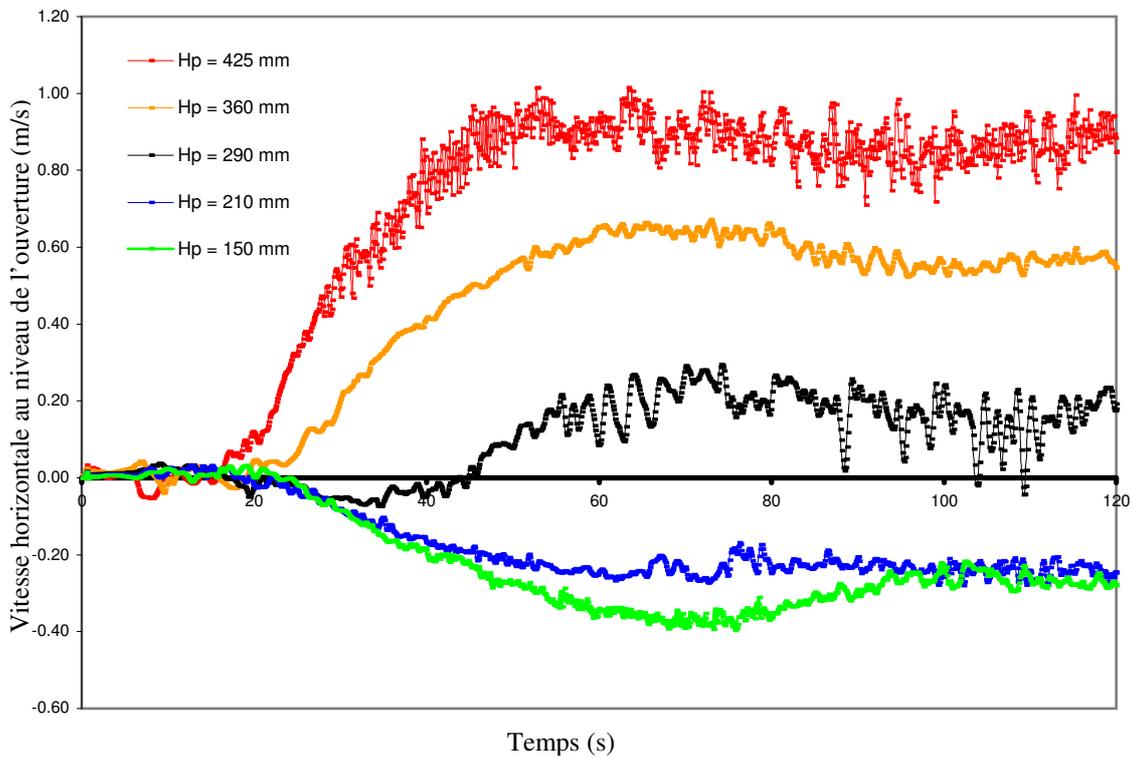


Figure 5.29 : Évolution temporelle de la vitesse horizontale au niveau de l'ouverture pour un débit d'injection de 450 l/min, avec injection haute pour différentes H_p

Le mouvement de retour d'air par la partie basse de l'ouverture se fait à des vitesses moins élevées que la vitesse des fumées, de l'ordre de 0.3 m/s. Les fluctuations de vitesses sont plus importantes près du plan neutre de hauteur approximativement égale à 290 mm. L'épaisseur du panache de l'ordre de 15 cm est ainsi déduite.

On n'a pas de données expérimentales sur l'ordre de grandeur de la vitesse d'air entraîné par la partie basse de l'ouverture, numériquement, on peut noter qu'il ne peut atteindre 1 m/s pour un débit d'hélium de 450 l/min.

Sur la courbe de la figure 5.30, on compare l'évolution de la vitesse instantanée obtenue par LDV à celle déduite numériquement par FDS au niveau de l'ouverture, pour une hauteur de 360 mm. Globalement les deux résultats sont qualitativement semblables avec une valeur moyenne de 0.5 m/s mesurée expérimentalement par LDV et 0.6 m/s déduite sur FDS. On remarque qu'après une minute d'essai, l'état stationnaire est établi expérimentalement alors que numériquement de légères variations sur la vitesse moyenne sont présentes.

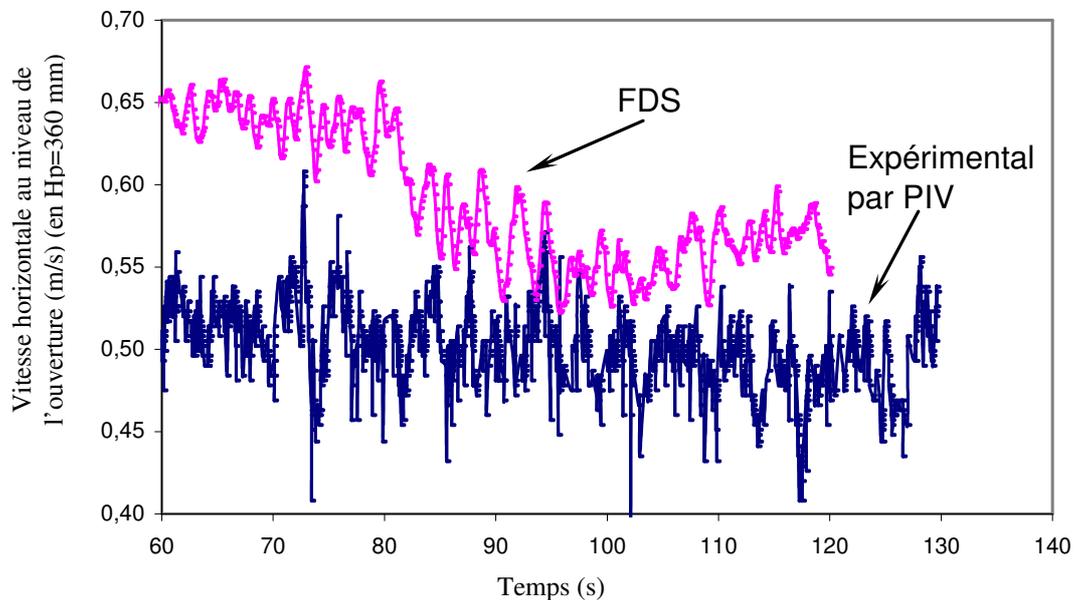


Figure 5.30 : Évolution temporelle de la vitesse au niveau de l'ouverture. Comparaison entre FDS et LDV

Si on visualise clairement les photos obtenues sur FDS (figure 5.31), on remarque que le remplissage dans le local source se fait d'une façon très proche à celle remarquée expérimentalement, où après l'impact du panache sur le plafond, un écoulement latéral de faible épaisseur s'établit contre le plafond et descend lorsqu'il atteint les parois verticales, pour remonter enfin sous l'effet des forces de flottabilité au niveau du contour du jet près du plafond.

Numériquement, un mécanisme similaire est décrit sauf que l'écoulement latéral contre le plafond revient vers le panache après que les fumées rencontrent les parois verticales, ceci génère des zones tourbillonnaires près du plafond. Les fumées entament la descente ensuite en retournant vers les parois verticales. Se produit ainsi une formation d'une couche de fumées qui s'épaissit graduellement (figure 5.31 de 16 s jusqu'à 40 s) en formant une interface «alternée» concave/convexe jusqu'au bord de l'ouverture verticale.

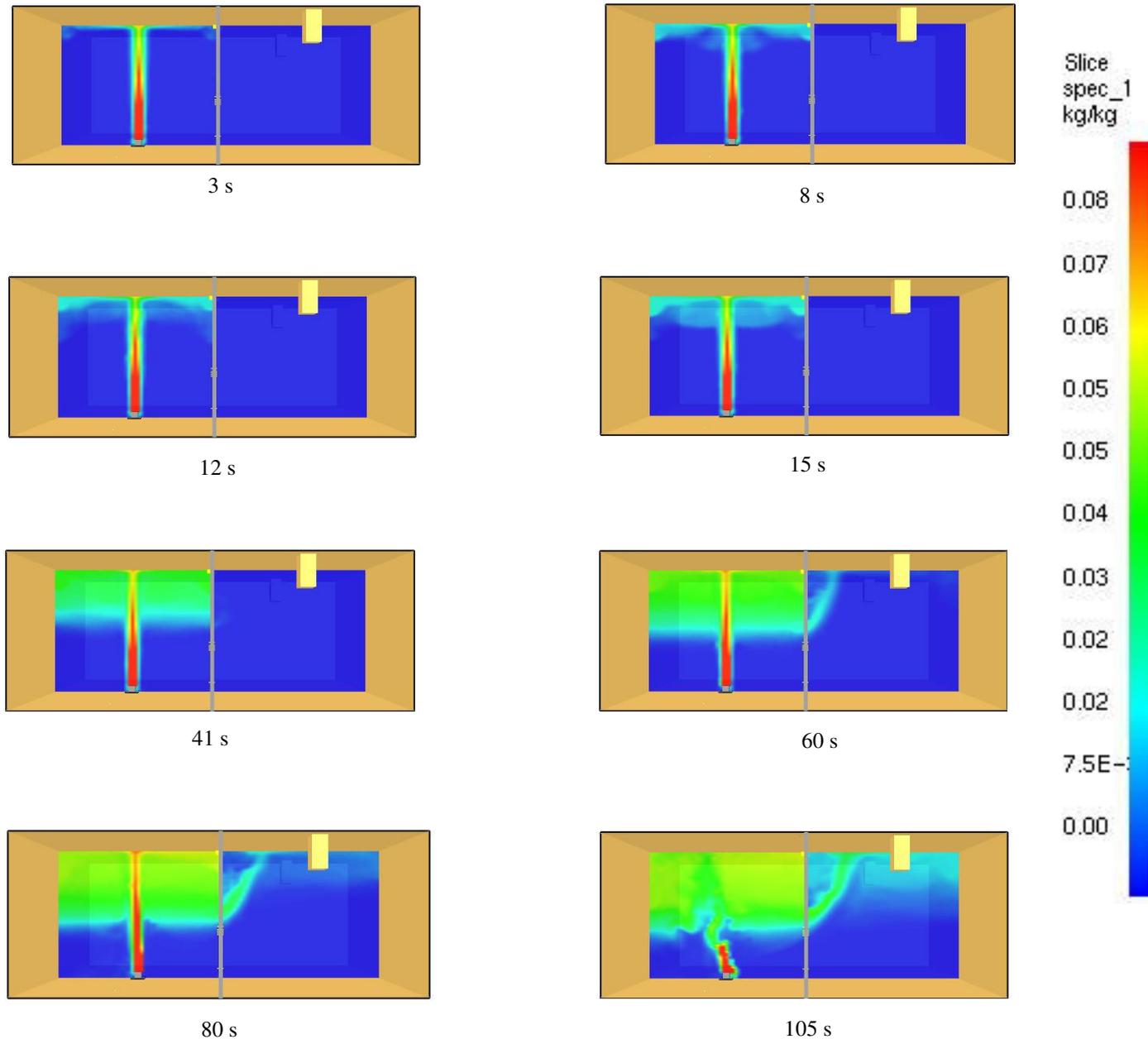


Figure 5.31b : Différentes phases de remplissage dans les compartiments ($q_v=150$ /min / Injection haute)

Le remplissage du local source se produit d'une manière lente par rapport au remplissage observé expérimentalement. Le passage des fumées à travers l'ouverture commence expérimentalement sur la maquette densimétrique à partir de 15 s pour un débit de 150 l/min, alors que numériquement ce temps est augmenté à pratiquement 40 s. Cette anomalie est due probablement à l'air qui n'est pas assez entraîné par le panache dans le local source. L'utilisation d'une grille au niveau de la source d'injection permet de générer des tourbillons sur le contour du panache qui peut réduire l'effet d'entraînement d'air.

Notons que cette anomalie n'altère guère la qualité des résultats obtenus, elle peut générer des ambiguïtés dans le cas d'utilisation de matériels de détection des fumées. En outre, le phénomène de retour d'air par la partie basse est bien reproduit par FDS en montrant que le panache s'incline dans la direction de retour d'air vers le local source, près de la source d'injection (figure 5.31 (105 s)).

Sur l'évolution temporelle de la densité au niveau du haut de l'ouverture (figure 5.36), on note la décroissance progressive de la densité correspondante au début d'arrivée des fumées au bord de l'ouverture à partir de $t=36$ s.

6.1.2. Calcul sur FLUENT

Une méthode autre que, la LES et la DNS dans le traitement de la turbulence, consiste à se référer au modèle k- ϵ , modèle du 1^{er} ordre permettant la fermeture du système d'équations à l'aide de la viscosité turbulente. Pour étudier les écoulements des fumées dans les locaux, les trois variétés de ce modèle ont été testées.

D'après la figure 5.32, les trois modèles de turbulence donnent une description sensiblement similaire de l'écoulement au niveau de l'ouverture. La position du plan neutre est approximativement la même pour les trois modèles. Cette différence est due aux équations utilisées dans chaque modèle. Les trois modèles présentent une distribution de vitesse relativement symétrique par rapport au plan neutre avec un maximum de vitesse de 0.6 m/s pour le modèle k- ϵ Standard et k- ϵ Realizable. Le modèle k- ϵ RNG présente des valeurs inférieures à celles des deux autres modèles.

Le logiciel FLUENT donne des prédictions temporelles relativement différentes de celles de FDS. Il représente plus ou moins bien un panache turbulent dans le local source (figures

5.33a, 5.33b). Sur les 10 premières secondes du remplissage dans le local source, FDS présente une phénoménologie relativement rapide par rapport à FLUENT.

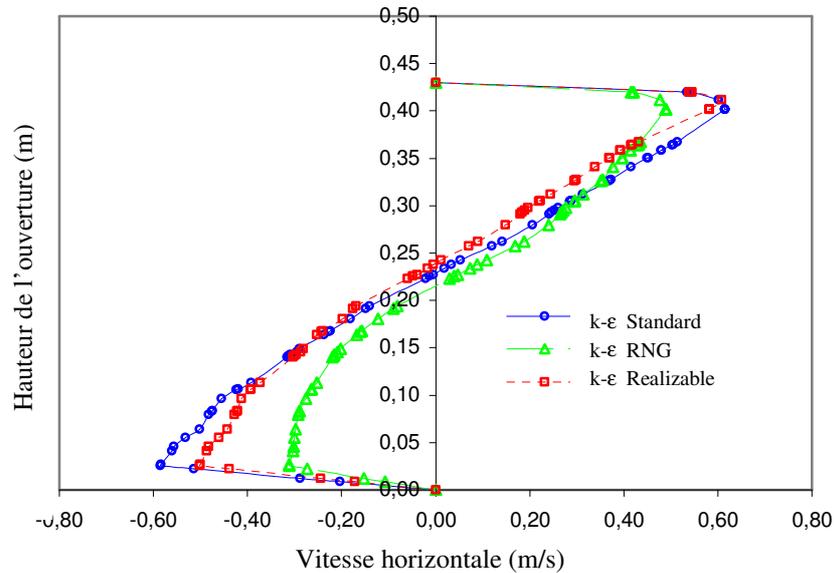


Figure 5.32 : Profils de vitesses pour les trois modèles sur une moyenne de 20 s pour un débit d'injection de 150 l/min en injection haute (TR5)

Sur les visualisations des iso densités d'hélium de la figure 5.33a, on peut constater qu'à partir d'un certain moment, l'air frais sortant par la gaine d'injection est relativement incliné vers le bas (t=67 s).

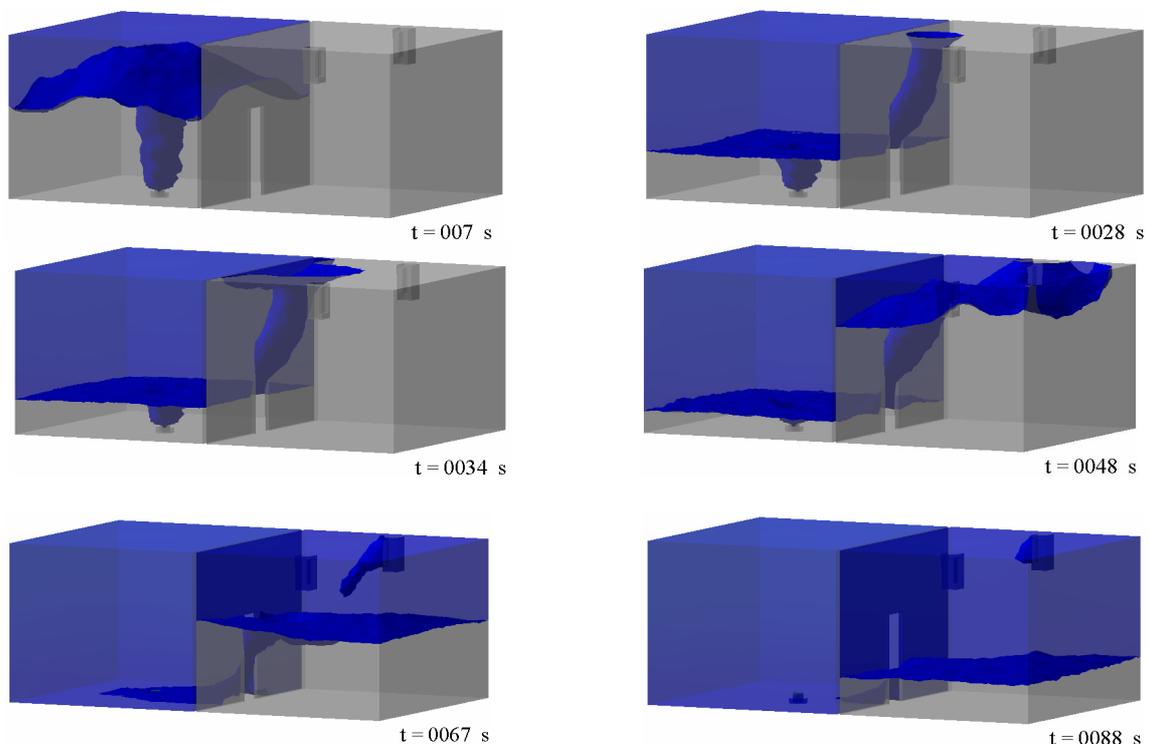


Figure 5.33 a : Visualisation des iso densités d'hélium sur FLUENT ($Q_V=150$ /min / Injection haute)

Ce phénomène n'a pas été constaté expérimentalement à partir des visualisations par tomographie Laser. Il est certainement influencé par la descente de la couche de fumées stratifiée, qui remplit le local cible.

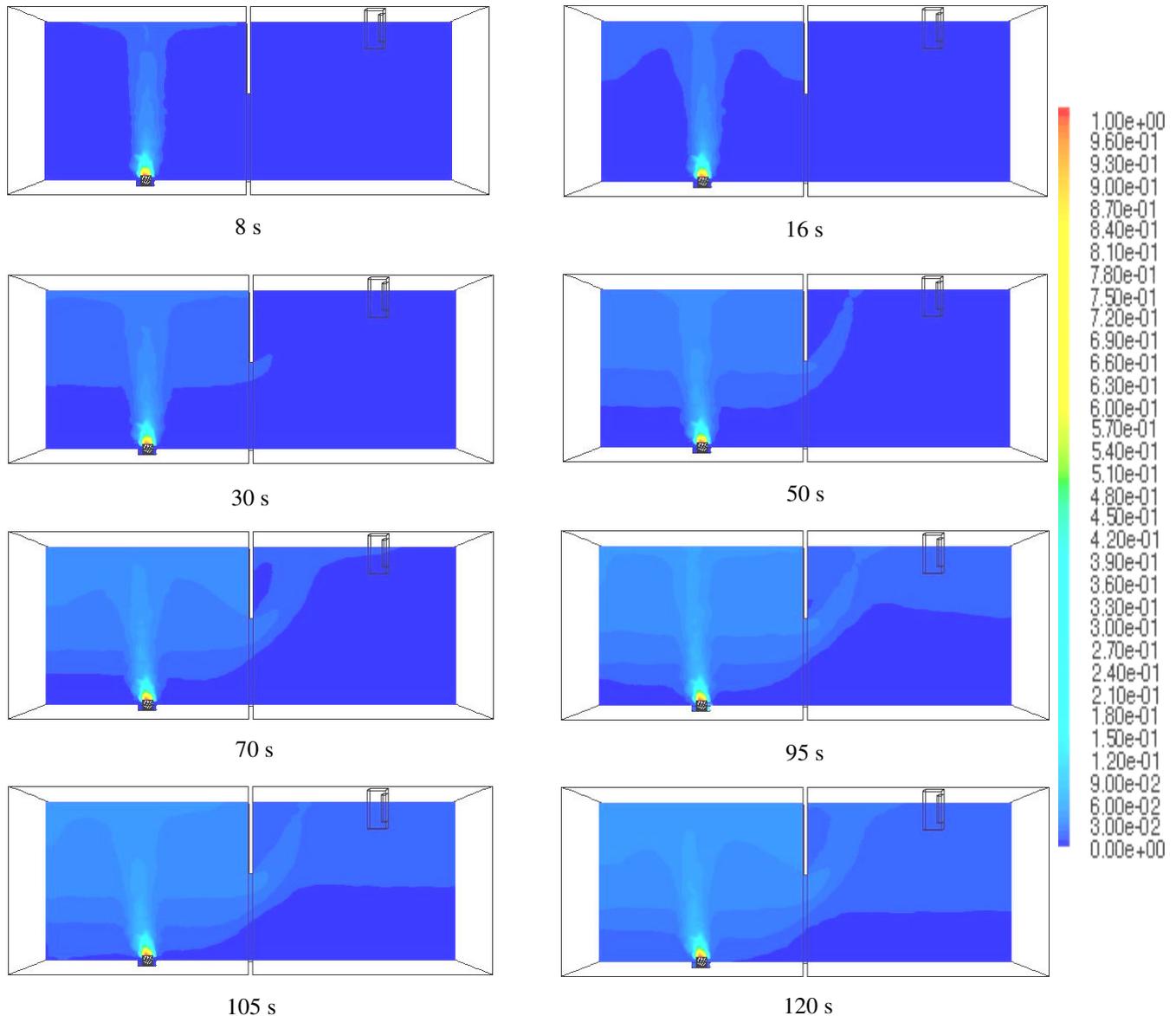


Figure 5.33b : Fraction massique de l'hélium dans les compartiments sur FLUENT – ($q_v=150$ l/min / Injection haute)

L'écoulement des fumées contre le plafond du local source et leur impact contre les parois vertical n'est pas clairement visible sur FLUENT, il considère que dès que les fumées atteignent les parois, la couche entame un mouvement unique de descente. Néanmoins, on peut constater l'apparition de la forme concave de l'interface des fumées. De plus, les zones de recirculation présentes aux coins hauts du local source sont mieux visibles sur FDS que sur FLUENT, ce qui mène à une bonne modélisation des champs de vorticité sur FDS. En fait, les

gradients de vorticité sont lissés pour des pas de temps relativement grands et les petits phénomènes apparents à une échelle inférieure à 1 seconde seront lissés.

La discrétisation temporelle sur FDS est relativement fine que celle utilisée sur FLUENT (Pas de temps d'une seconde) et elle permet donc une visualisation des phénomènes moins fluide. Notons que sur FDS, le pas de temps de la simulation est fixé par défaut à 0.35 s, qui peut engendrer dans certains cas des instabilités numériques (augmentation rapide de vitesse dans une petite ouverture, mailles trop grandes...). Ce problème est survenu pour la simulation d'un débit d'hélium de 450 l/min, qui correspond à évolution rapides des phénomènes, avec un pas de temps de 0.35 s. Ceci engendre l'incapacité du code à continuer le calcul (tendance à diverger). Pour cela, il est recommandé de normaliser le maillage et le pas de temps avec l'ordre des vitesses du phénomène simulé.

6.1.3. Comparaison entre les résultats des deux codes

Expérimentalement, pour un débit d'injection de 150 l/min avec une injection haute d'air frais (TR5), les fumées atteignent le bord de l'ouverture approximativement en 18 s. Le tracé de l'évolution de la densité en haut de l'ouverture et de la fraction massique d'hélium dans le local cible est représenté sur les figures 5.34 et 5.35 respectivement pour les deux codes utilisés, montre en premier lieu que, les fumées commencent à s'évacuer à travers l'ouverture verticale vers le local cible à partir de 15 s sur FLUENT et 40 s sur FDS. C'est alors FLUENT qu'est le plus proche des observations expérimentales.

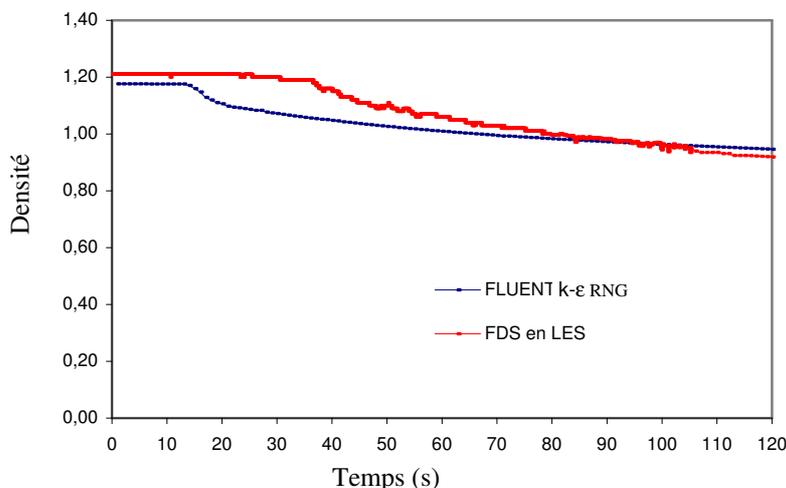


Figure 5.34: Évolution temporelle de la densité pour les deux codes ($q_v = 150$ l/min (en haut de l'ouverture))

Dans ce cas, on constate que les perturbations générées au niveau du panache jouent un rôle important sur la propagation du panache.

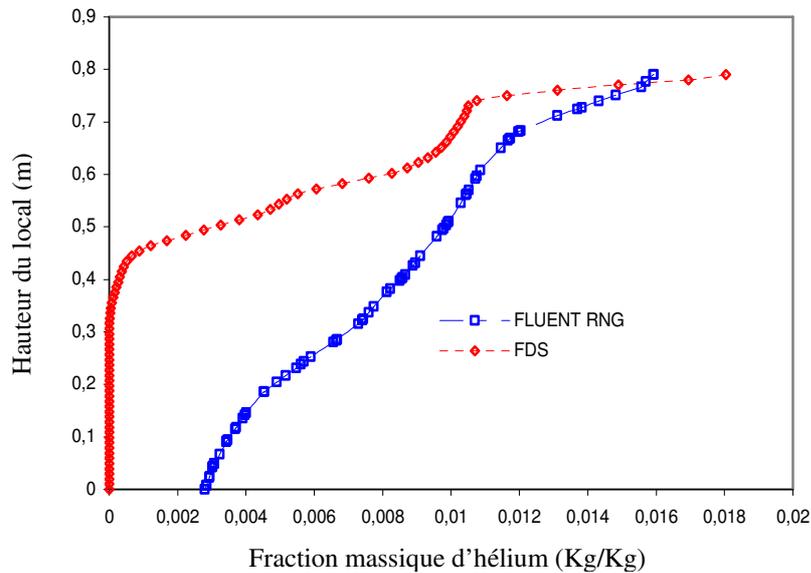


Figure 5.35 : Distribution de la fraction massique de l'hélium au milieu du local cible à $t = 90$ s

Les essais de visualisations ont montré qu'à $t = 90$ s, le local cible est à moitié rempli de fumées, ce qui montre que deux couches subsistent. Dans la couche basse riche en air frais, les particules d'hélium sont rares. Numériquement, sur FDS, c'est un résultat analogue, sauf qu'il faut remettre en cause le décalage temporel généré. A $t = 90$ s, les locaux sont quasiment remplis sur FLUENT, alors que sur FDS, le local cible est rempli pratiquement jusqu'au niveau de l'ouverture verticale.

Dans le cas de FLUENT, on note qu'à $t=96$ s (figure 5.33a), une couche mince d'air frais est emprisonnée en bas du local source qu'est relativement absente sur la courbe de fraction massique d'hélium. Sur la figure 5.35, on remarque que l'hélium est présent dans tout le local.

Les profils de vitesses au niveau de l'ouverture donnés par la figure 5.36, font apparaître un décalage remarquable entre les deux codes. Néanmoins, le maximum de vitesse atteint par les fumées (de l'ordre de 0.45 m/s) est déduit par les deux codes. A son entrée dans le local source, l'air frais sera induit verticalement par le panache, ce qui traduit que sa vitesse horizontale tend à s'annuler. FDS montre que l'air entrant dans le local source s'écoule sous la forme d'une couche uniforme dont la vitesse est pratiquement constante (0.2 m/s). Dans la

théorie des écoulements de fumées, utilisée dans les codes à zones, des résultats similaires sont décrits.

Sur FLUENT, on remarque que l'air est fortement induit en bas du local, sa vitesse diminue en s'approchant du plan neutre et augmente près de la hauteur de la source. Ce résultat est significatif dans le cas des panaches thermiques où l'entraînement d'air est très important près de la source du foyer. La condition limite choisie au niveau de la source (PRESSURE OUTLET) peut avoir un effet important (effet d'aspiration) sur l'appel d'air s'effectuant par la partie basse de l'ouverture. Généralement, il est recommandé d'être prudent sur l'utilisation de conditions utilisant un champ de pression.

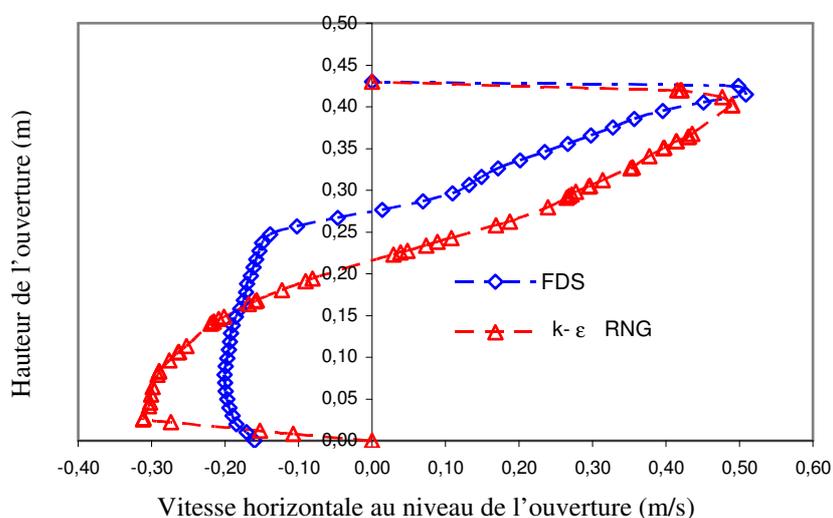


Figure 5.36 : Profils de vitesse moyenne sur 20 s pour les deux codes ($qv=150/TR5$)

Cette différence de résultats due à la technique de traitement des deux codes, est évidente et aucune préférence absolue ne se fera pour FDS ou pour FLUENT pour l'instant. Leur application peut être très utile et permettra d'accéder à un nombre élevé de données. A titre d'exemple, sur FDS, l'affichage des résultats ne peut se faire qu'en 2D, qui ne permet pas d'accéder à la totalité des champs dans le domaine. A l'inverse, FLUENT, permet d'accéder à une totalité des champs présents en 3D. Ceci est particulièrement intéressant pour évaluer la géométrie du panache au niveau de l'ouverture.

Pour l'instant, l'application du modèle k-ε est limitée pour les problèmes d'écoulements stratifiés, néanmoins il permet un meilleur traitement de la turbulence que la méthode LES. Cette dernière semble limitée également vis-à-vis de la diffusion des gaz, limitant ainsi les effets diluants dans les locaux. La figure 5.38 montre le profil de la vitesse horizontale,

mesurée expérimentalement par PIV, la vitesse horizontale déduite numériquement sur FLUENT (k-ε standard) et FDS (LES).

La différence est importante pour FLUENT, surtout pour les niveaux de vitesses, qui sont fatalement dûs au choix des conditions limites sur FLUENT. En fait, les essais PIV ont été obtenus avec le local source seulement, donc sur FLUENT il est nécessaire de reproduire une géométrie semblable comme schématisée sur la figure 5.37.

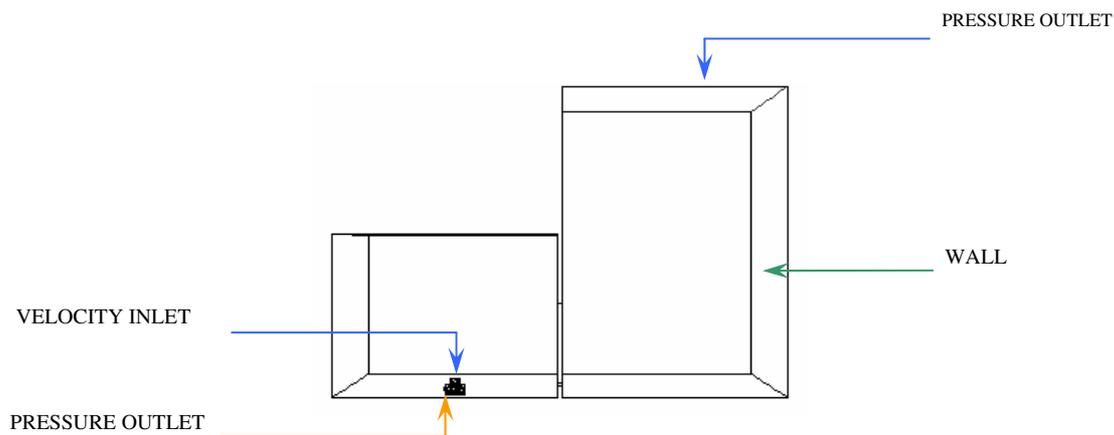


Figure 5.37 : Conditions aux limites utilisées sur FLUENT

Pour l'injection d'hélium au niveau de la source, la condition «VELOCITY INLET» est indiscutable, de même que pour la condition au niveau de la fuite. Tout le problème concerne la spécification du dégagement des fumées à l'atmosphère libre après leurs sorties par l'ouverture. Pour le local cible « ouvert », on conserve les deux conditions aux limites de type « WALL » et «PRESSURE OUTLET». L'utilisation de la condition «OUTFLOW» dans ce cas, génère des écoulements secondaires dans le deuxième compartiment ce qui fausse les résultats.

La comparaison des profils de vitesse horizontale au niveau de l'ouverture obtenus numériquement sur les deux codes et expérimentalement par PIV montre que, FDS donne une meilleure estimation de la vitesse maximale atteinte par les fumées dans la partie haute de l'ouverture par rapport à FLUENT (figure 5.38). Ce dernier, quant à lui, il donne une meilleure estimation de la position de la couche de mélange cisailée présente au niveau de l'ouverture entre les fumées sortantes et l'appel d'air. Cette différence revient principalement au modèle utilisé pour le traitement de la turbulence.

Il est possible également que les vitesses moyennées expérimentalement ne concordent pas avec les moyennes calculées numériquement. Mais cela ne pourra pas beaucoup changer les profils obtenus.

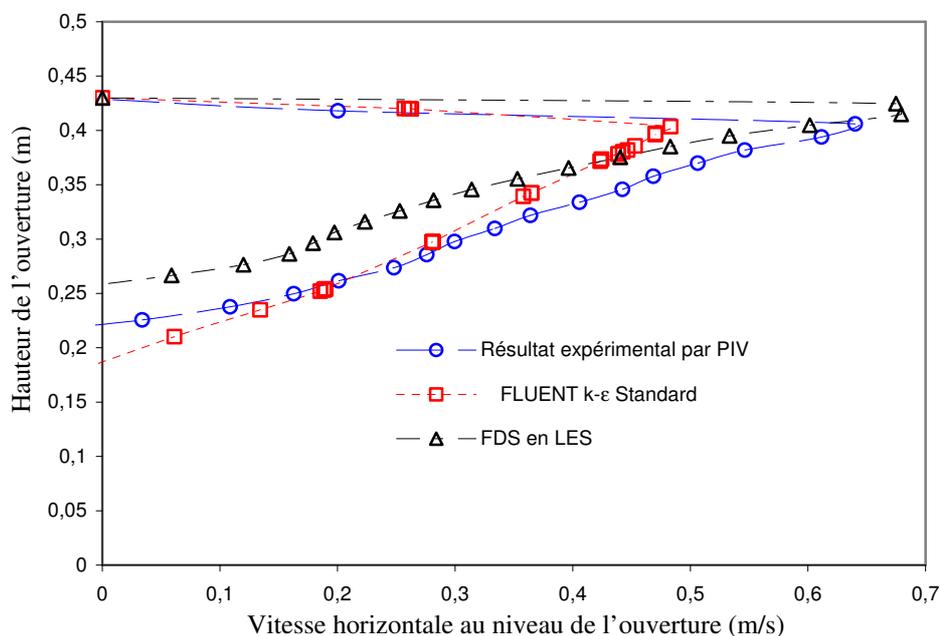


Figure 5.38: Profils de vitesse horizontale au niveau de l'ouverture ($q_v=200$ l/min - 50% He)

6.2. Modélisation de la maquette thermique

6.2.1. Calcul sur FDS

A l'aide de la commande « THCP » permettant de suivre l'évolution d'une variable au cours du temps, on arrive à tracer les niveaux de températures dans les locaux et au niveau de l'ouverture afin de pouvoir les comparer avec les résultats expérimentaux.

Sur les courbes de la figure 5.39, on représente les niveaux de température atteints dans le local source pour une puissance de feu équivalente à 5.30 KW et qui correspond à un diamètre de bac de 130 mm. Il est à rappeler que FDS n'intègre pas de modèles permettant la simulation de certains effets liés à la combustion, comme la pyrolyse et la dissociation. Cela va donc certainement influencer l'évolution de la combustion, donc ses régimes. On retrouve d'une part la présence de différentes couches de fumées stratifiées, avec des niveaux de températures nettement inférieurs aux niveaux atteints expérimentalement.

De plus, l'augmentation de la température correspondant au régime de développement du feu est très rapide sur FDS et qui atteint 120 °C au bout de 24 s, alors qu'expérimentalement, on est à 40 °C. On note également, qu'entre deux instants très proches, la température obtenue numériquement présente des fluctuations relativement importantes (figures 5.40 et 5.41). Expérimentalement, les fluctuations temporelles de température entre deux instants proches ne sont pas aussi excessives.

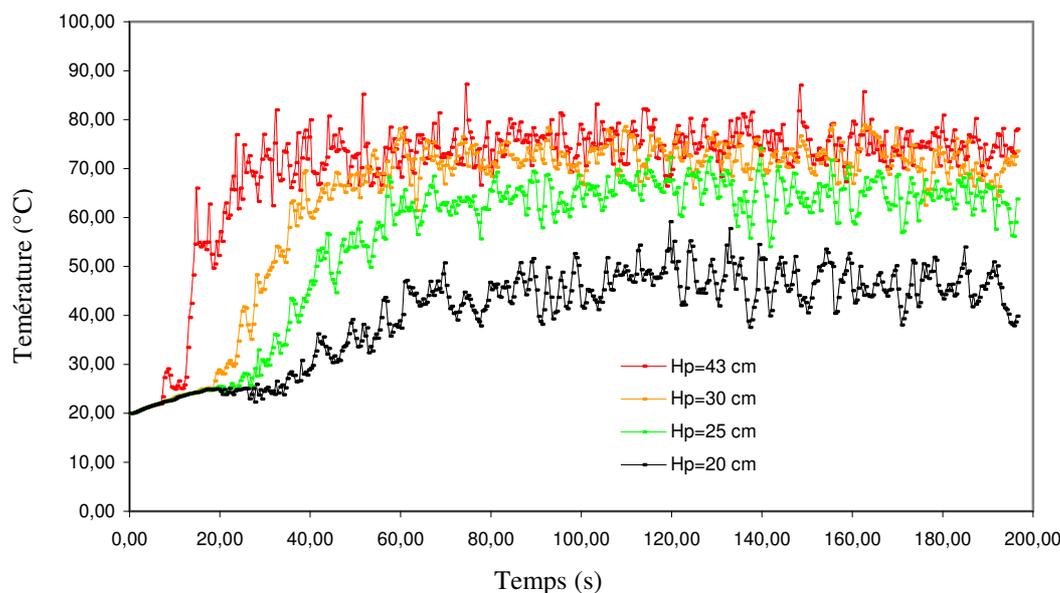


Figure 5.39 : Évolution temporelle de la température au niveau de l'ouverture obtenue par FDS pour différentes Hp

Physiquement, les fluctuations de température relatives à l'instationnarité de la combustion sont dues au passage en un point donné de l'écoulement d'une ou de plusieurs structures de température différente et d'énergie différente. Dans ce cas, FDS, en modélisant les petites structures, peut créer des erreurs concernant la quantité d'énergie transportée ainsi que leur température.

Pour l'essai 11, la température continue son élévation après 200 s jusqu'à atteindre une valeur de 160°C au bout de 400 s où elle se stabilise, puis entame la phase d'extinction, ce qui n'est pas reproduit sur FDS. Numériquement, sur FDS, on souligne que la température augmente rapidement pour atteindre 120 °C en 25 s, puis se stabilise moyennement sur toute la durée du calcul (figure 5.40).

Cette différence revient principalement au fait que le code ne reproduit pas les phénomènes de pyrolyse, dissociation..., ce qui influe sur la quantité d'énergie émise par le

feu, donc l'évolution de la température à l'intérieur du local. Sur FDS, l'utilisation de HRRPUA permet uniquement de calculer le taux de consommation du combustible, qui n'a pas été présentée dans ce rapport. Cette dernière n'est pas utile numériquement puisque elle ne reflète pas ce qui se passe réellement.

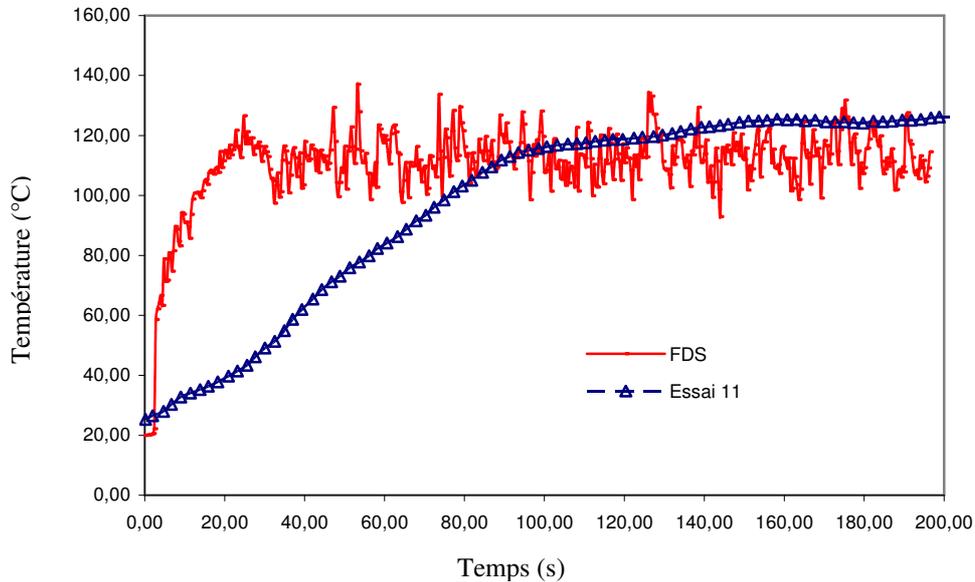


Figure 5.40 : Évolution temporelle de la température dans le local source pour une hauteur de 65 mm

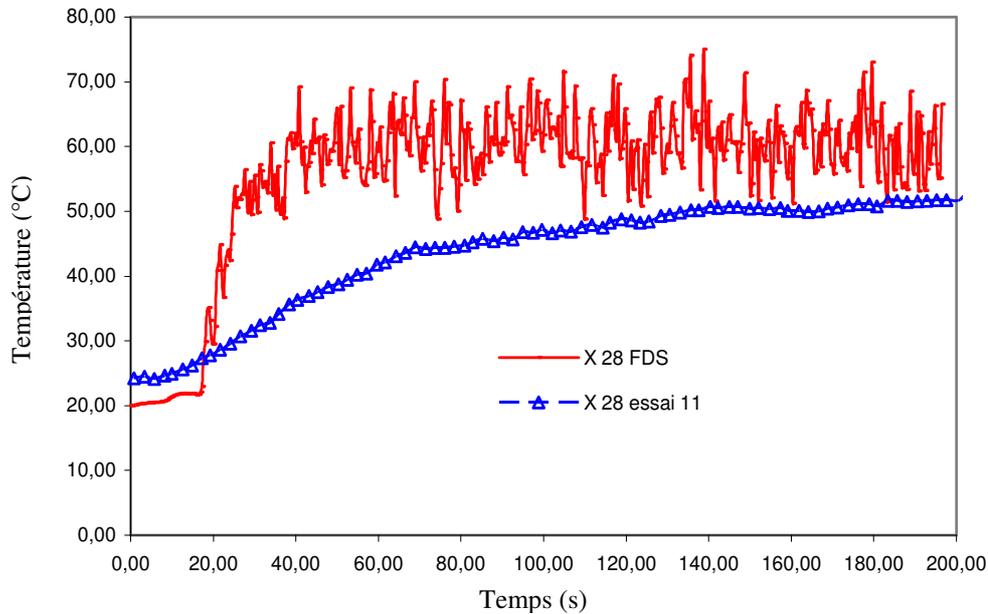


Figure 5.41 : Évolution temporelle de la température dans le local cible ($x = 28$ cm)

La température déduite numériquement dans le local cible est supérieure à la température mesurée expérimentalement. Ceci montre que l'effet de la dilution du panache de fumées chaud est mal simulé (figure 5.41).

Cette différence par rapport aux données expérimentales est due principalement à deux causes, la première concerne la qualité du maillage, la deuxième est relative à la performance du modèle de rayonnement choisi. A l'écart de la modélisation incomplète de l'effet de dilution (diffusion) des fumées, ces deux critères restent les plus suspects.

Sur FDS, le feu est constitué essentiellement comme une réaction infiniment rapide entre l'oxygène et le combustible, de plus il suppose que la réaction se produit dans une fine interface avec le combustible d'un côté et l'oxygène de l'autre [35]. Pour cela, dans certains cas il est fortement recommandé d'exécuter FDS en DNS.

Les problèmes de combustion ne sont pas adéquats avec des maillages grossiers car «HRRPUA» et les caractéristiques de la flamme peuvent être sous estimés avec la méthode LES. Le feu est modélisé comme une éjection de combustible pyrolysé à partir d'une surface et toutes les espèces sont prises en compte à travers leurs fractions massiques [35].

Pour un maillage grossier, les températures sont calculées de façon très globale sans la présence de fluctuations significative (figure 5.42). Ce qui montre que le filtrage spectral a éliminé la plupart des structures de taille moyenne qui contribuent au transfert essentiel d'énergie dans les locaux. Si on choisit une taille de maille relativement grande (maillage 80×20×20), on remarquera que les fluctuations de température sont absentes. Dans ce cas les transferts de chaleurs seront interpolés sur des grandes distances entre les mailles. Par contre, on retrouve des températures moyennes équivalentes aux températures expérimentales. De plus, aucun changement ne se produit pour les phases du feu.

Le fondement de base de la méthode LES est qu'elle représente correctement le mouvement des grosses structures dominantes dans l'écoulement et les structures dont les échelles, spatiale et temporelle, sont petites seront approximées. Ainsi, plus la taille de maille est grosse plus le filtrage spectral devient quasi aléatoire, c'est-à-dire qu'il se peut qu'une structure soit modélisée bien qu'elle contribue au transport et à l'échange d'énergie avec le mouvement moyen.

D'un autre coté, si la distance entre les mailles augmente, alors les coefficients d'absorption des espèces seront représentés par un biais dont l'effet devient important et les gradients varient énormément.

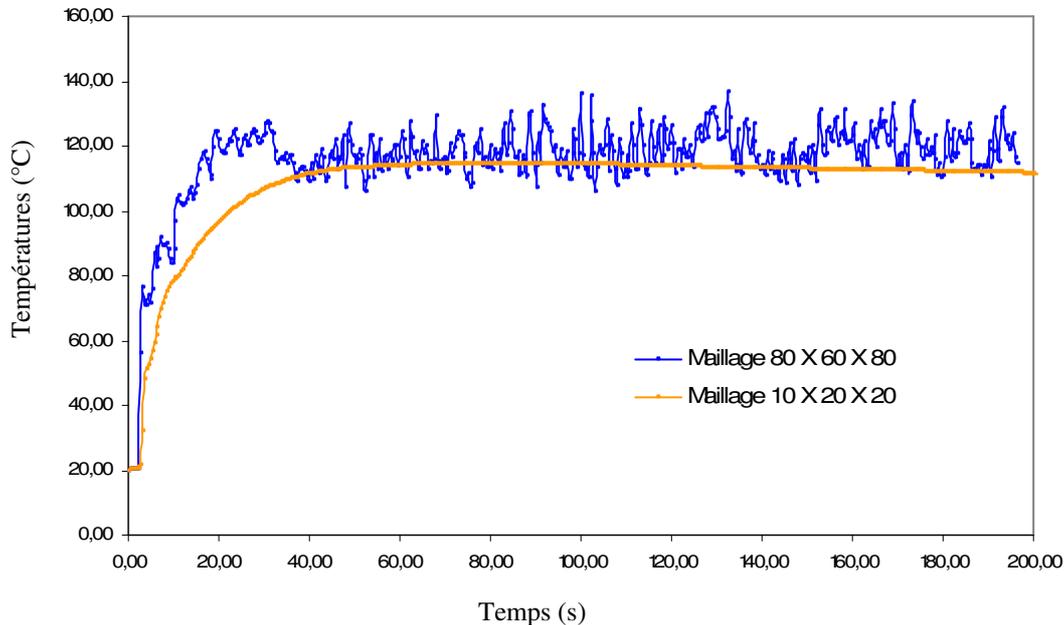


Figure 5.42 : Évolution temporelle de la température pour différentes tailles de maille

Le dernier effet conséquent d'un maillage grossier concerne la résolution de l'équation de transport radiatif incluse dans le modèle de rayonnement de FDS. Le grand problème réside dans le calcul de son terme source qui devient très approximatif avec des mailles d'un centimètre et plus (dépendance en T^4), ce qui fait que la concentration d'énergie calculée entre les mailles s'affaiblit en sous-estimant le transfert d'énergie rayonné.

Cette conséquence est le point faible de la méthode LES qui rend son utilisation en combustion pas pratique. Le code FDS est connu pour sa limitation de la simulation de combustion car les phénomènes de transferts de chaleur sont compliqués dans leurs représentation mathématique et sont souvent incompatibles avec la méthode LES.

On note ainsi que d'autres alternatives sont disponibles sur FDS qui permettent de modéliser un foyer, mais qui sont appliquées pour des cas de feux larges où l'on s'intéresse plutôt à l'effet sur grande échelle. De telles méthodes sont basées sur l'utilisation de brûleurs en spécifiant la chaleur émise par unité de surface.

6.2.2. Calcul sur FLUENT

6.2.2.1. Profils de vitesses au niveau de l'ouverture

Les profils de vitesse au niveau de l'ouverture (figure 5.43) obtenus pour une moyenne sur 10 s donnent une distribution relativement semblable par rapport au profil décrit expérimentalement par PIV.

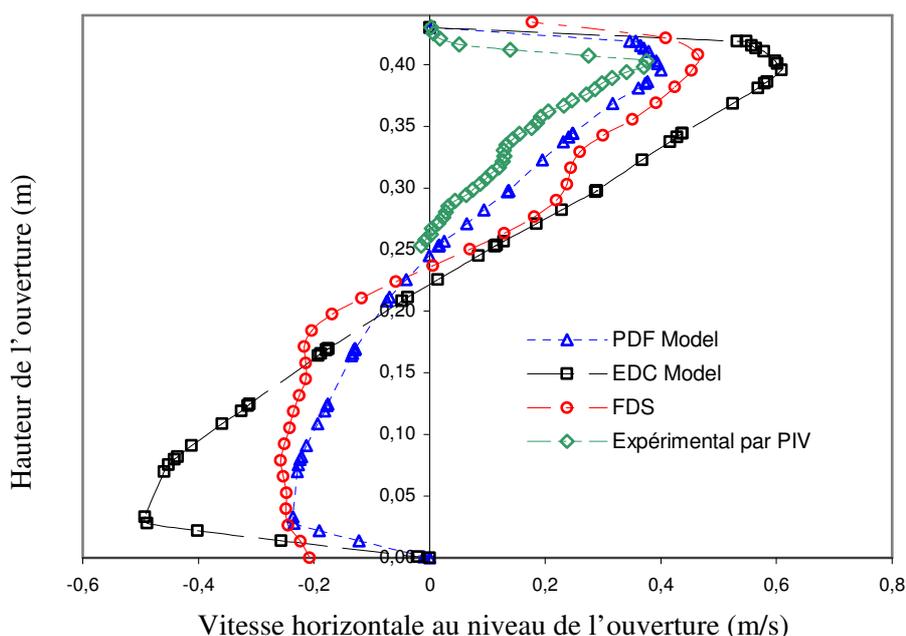


Figure 5.43 : Profils de vitesse au niveau de l'ouverture obtenus par différents modèles

Les niveaux de vitesses atteints dans la partie haute de l'ouverture et prédits par FDS et le modèle PDF de FLUENT, sont relativement proches du résultat expérimental obtenu par PIV, à l'inverse du modèle EDC qui donne des vitesses nettement importantes.

Il est ainsi possible que l'application de ce modèle ne soit pas recommandée, de plus, comme il est représenté dans la figure 5.44, les niveaux de températures décrits par ce modèle sont très loin des résultats expérimentaux. L'utilisation du modèle EDC nécessite une profonde amélioration, bien qu'il soit plus simple à manipuler, il présente une grande instabilité de calcul et rend la convergence difficile. Pour le modèle PDF, les valeurs des vitesses sont relativement acceptables, bien que son utilisation nécessite une profonde maîtrise de ces paramètres.

6.2.2.2. Profils de température dans le local source

Le calcul avec FLUENT est plus lourd en matière de données et il est fortement recommandé de bien choisir des valeurs d'entrées correspondant à la réalité. La première difficulté rencontrée concerne le combustible, principalement en utilisant le modèle PDF. Expérimentalement, on utilise comme combustible le TPH de formule chimique $C_{12}H_{26}$ qu'il faut définir sur FLUENT comme pour FDS, les réactions élémentaires de sa combustion sont difficiles à introduire sur FLUENT. La solution consiste à choisir l'heptane qui a des propriétés physiques proches de celle du TPH. Celles-ci sont définies par défaut sur FLUENT.

La deuxième difficulté et c'est la plus importante concerne la condition «MASS FLOW INLET» (Condition associée au bac de combustible). Il faut spécifier une température totale au niveau de la surface du bac. Le plus judicieux serait de spécifier la température d'ébullition de l'heptane qui soit approximativement 100 °C. Seulement cette dernière est beaucoup plus inférieure à celle du TPH qui avoisine les 215°C. Sur FLUENT, le choix de la température au niveau du foyer joue sur l'évolution de la température dans le local cible, ce qui fait que les températures obtenues avec l'heptane seront inférieures à ce qu'elles devraient être avec le TPH. C'est ce qui se confirme d'ailleurs sur la figure 5.44.

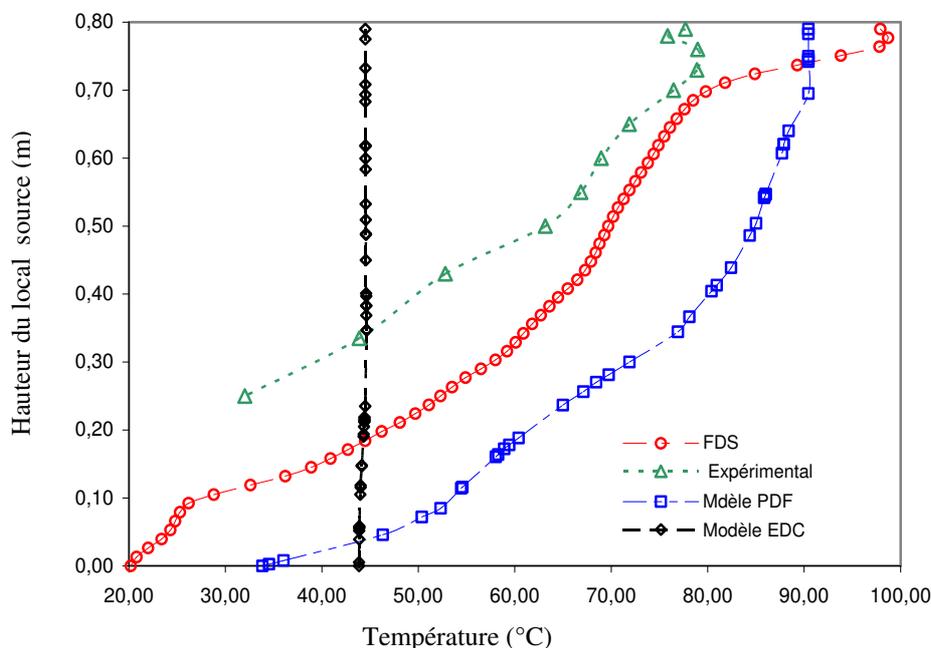


Figure 5.44 : Profils de température dans le local source (près du coin du local)

Le modèle EDC donne une description médiocre des niveaux de températures et ne représente aucun effet physique de la stratification.

Les calculs exécutés sur FLUENT avec les deux modèles de combustion (PDF et EDC) ont été réalisés avec un combustible différent du combustible utilisé expérimentalement, c'est-à-dire le Tétra Propylène Hydrogéné. Les données introduites dans le code correspondent aux données expérimentales relatives aux TPH. Ce qui constitue une cause pertinente de l'incompatibilité des résultats obtenus avec les résultats expérimentaux

On doit ainsi attirer l'attention sur le taux de combustion introduit dans le code car c'est un paramètre physique qui dépend principalement des propriétés physiques du combustible et du degré de confinement. En se référant à la corrélation proposée par Babrauskas [33], le taux de combustion dépend théoriquement de la chaleur d'évaporation du combustible, qui est bien entendue différente pour l'heptane et le TPH. L'introduction de ce paramètre doit être ainsi compatible pour pouvoir tourner le code correctement. Dans ce cas, la puissance simulée ne correspond plus à 5.34 KW, la chaleur de combustion de l'heptane est relativement supérieure à celle du Tétra propylène hydrogéné, ce qui fait que la puissance simulée numériquement avec l'heptane soit supérieure à la puissance simulée expérimentalement avec le Tétra propylène. Puisque la température des fumées dépend de la puissance du feu simulée, on obtient ainsi des températures supérieures aux températures obtenues expérimentalement.

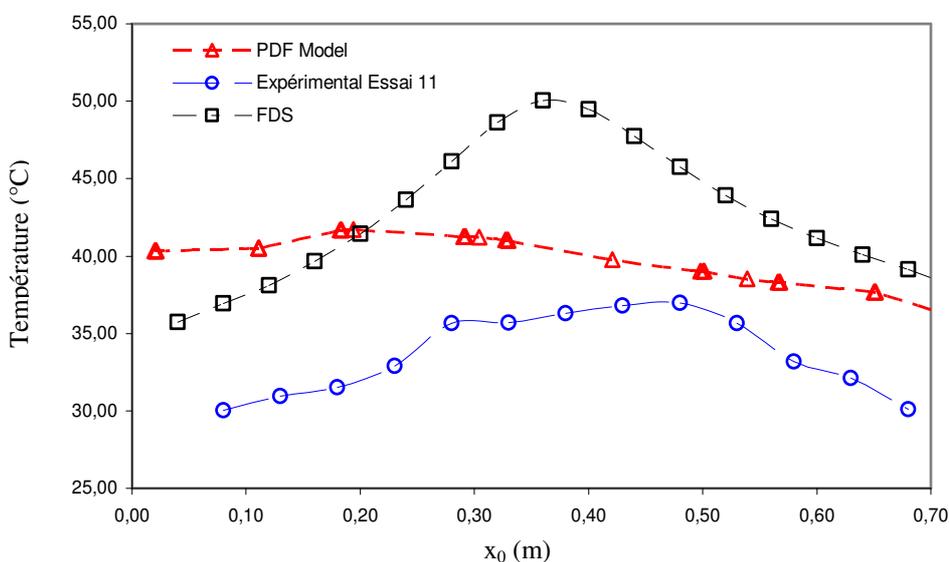


Figure 5-45 : Profils de températures dans le plafond du local cible à t=550 s

Le modèle de rayonnement P1 est connu par sa surestimation des flux rayonnés. Ce qui peut être le cas dans la maquette thermique. A partir de ces résultats, il est clair que la modélisation de la maquette thermique nécessite impérativement une optimisation. Une étude

approfondie sur l'application des modèles de combustion pour des feux semi confinés doit être faite dans l'avenir. Ainsi que le choix des différents modèles de rayonnement.

6.3. Recommandations

Si on cherche à simuler plusieurs cas de figures, il est alors nécessaire de mieux prévoir un espace disque important pour le stockage des données, particulièrement sur FLUENT, qui demande énormément d'espace pour les calculs instationnaires.

Le choix de la simulation sur les codes FDS et FLUENT repose sur le fait que ces deux codes sont très utilisés dans le domaine de la mécanique des fluides et de la thermique. Pour le cas de notre étude, la simulation directe d'un feu est possible de même que pour le cas de la maquette densimétrique. Selon le cas, l'utilisation des deux codes apporte à la fois : précision, diversité et qualité des résultats.

Pour la maquette densimétrique, la simulation est plus avantageuse sur FDS grâce à sa simplicité. Avec la commande THCP, le suivi de l'évolution de plusieurs variables au cours du temps est très intéressant et cela nous permet de connaître tout les détails sur l'écoulement dans tout le domaine. Cependant, l'utilisation de FLUENT pourra jouer un rôle dans la détermination des caractéristiques de la turbulence. C'est-à-dire qu'avec la méthode LES, l'accès à certaines données relatives au degré de turbulence est limité.

Sur FDS, les conditions aux limites sont spécifiques au code, ce qui n'est pas le cas sur FLUENT. Le choix des conditions limites est complexe et nécessite la bonne connaissance de leurs applications. On a vu que le premier choix composé de «VELOCITY INLET» au niveau de la gaine de refoulement et de la source et «PRESSURE OUTLET» au niveau de l'aspiration et de la fuite était la meilleure configuration. Cette dernière peut être optimisée en définissant des conditions spécifiques à la maquette densimétrique et thermique.

Si, pour des raisons quelconques, on était amené à utiliser le local source comme c'est le cas des essais PIV, la modélisation sur FLUENT est basée sur le représentation du local cible par un local semi infini avec des conditions appropriées. On note qu'il est conseillé de travailler avec un maillage non structuré pour la raison que ce dernier donne une meilleure discrétisation du problème.

Concernant la modélisation de la turbulence, les résultats sont qualitativement semblables pour les trois modèles de turbulence testés sur FLUENT avec une légère différence due à l'hétérogénéité des coefficients et des équations de chaque modèle. Bien que k- ϵ et k- ϵ RNG utilisent des constantes différentes, cette distinction peut induire que les deux modèles présentent sensiblement des résultats différents. On sait que le modèle k- ϵ est basé sur la supposition d'un nombre de Reynolds élevé, or pour le k- ϵ RNG, cette supposition n'est pas correcte, ce qui donne une habilité à simuler les écoulements à l'intérieur des locaux.

L'avantage du modèle k- ϵ RNG, est qu'il prend mieux en compte la variation importante de la viscosité turbulente due aux fluctuations du taux de dissipation de l'énergie cinétique. Ce qui permet de détecter les fortes anisotropies (gradients) dans les régions cisailées de l'écoulement (Plan neutre, panache à la porte), qui sont généralement lissé par le modèle k- ϵ Standard. Pour le modèle k- ϵ Realizable, son utilisation n'est pas nécessaire dans cette étude. Néanmoins les résultats prédits sont proches de ceux du modèle k- ϵ Standard. Certainement on pourra se poser la question suivant : pourquoi avoir utiliser le modèle k- ϵ Standard lors de la comparaison avec les résultats PIV alors que le modèle k- ϵ RNG est le plus adaptée à notre problème ?

La réponse est que le modèle k- ϵ Standard est « souple » et converge plus facilement que le modèle k- ϵ RNG qui présente quelques instabilités de calcul, surtout pour l'équation de dissipation de l'énergie cinétique et l'équation de continuité. Enfin, il reste à l'utilisateur de changer le modèle s'il rencontre des problèmes durant le calcul. Maintenant, pour le cas de présence de ventilation il vaut mieux recourir au modèle k- ϵ RNG.

Une autre remarque, concerne la stabilité de la solution et le choix de l'algorithme de couplage vitesse - pression. Sur FLUENT, le Solver couramment utilisé se nomme SIMPLE (Semi Implicit Method For Pressure Linked Equation) de Patankar et Spalding [1972]. L'idée générale de cet algorithme est de corriger petit à petit la pression ainsi que les composants de la vitesse afin que ces variables qui vérifient les équations de quantité de mouvement vérifient également l'équation de continuité. Une autre variante de cet algorithme existe également sur FLUENT qui porte le nom de SIMPLEC (Simple Consistent), qui peut être utilisée dans notre cas. Son avantage est qu'elle sollicite moins de relaxation mais elle est sensible et parfois instable.

Pour FDS, il est recommandé de travailler avec un maillage 100×60×80 puisque il apporte un bon rapport entre le temps de calcul et la qualité du résultat. De plus, il est très recommandé d'utiliser la commande THCP dans tous les points intéressants de l'écoulement, spécialement au niveau de la porte et dans le local cible.

L'utilisation de cette commande n'est pas limitée. On peut en mettre autant qu'il sera nécessaire sauf pour certaines variables telles les flux de chaleur. Il est préférable de spécifier une orientation spatiale de la commande THCP avec l'option « IOR » suivie de la direction voulue (\pm : sens positif ou négatif, 1, 2, 3 suivant l'axe x, y, z). D'autres détails peuvent être trouvés dans la référence [35].

En ce qui concerne la génération de la géométrie, elle est simple sur FDS. Pour le cas de la source, une forme circulaire ne change pas dans la qualité des résultats obtenus. De plus, pour des simulations avec différents diamètres, une forme parallélépipédique est plus simple et plus rapide.

La maquette thermique est simple à modéliser sur FDS que sur FLUENT, cependant une certaine attention doit être donnée sur la spécification de la combustion sur FDS. Plusieurs exécutions sont nécessaires afin de choisir le maillage qui assure une indépendance des résultats vis à vis de ce dernier. Si ce n'est pas le cas, alors, il est recommandé de travailler avec des tailles de mailles inférieures ou égales à 1 cm. Un calcul, en utilisant la méthode DNS, est recommandé dans le cas où l'on s'intéresse seulement à avoir une description quantitative dans les zones sensibles (interface du panache, interface de la couche de fumées...).

Pour FLUENT, le choix d'un modèle de combustion doit faire l'objet d'une compatibilité avec le problème étudié. L'utilisation du modèle EDC est très médiocre et le modèle PDF peut être utile pour l'étude de la flamme ou de la combustion en elle-même. Il permet entre autre d'accéder plus aisément à la production des résidus de combustion.

Globalement, les détails comme la flamme, le dégagement de gaz toxique, l'effet du rayonnement sont intéressants dans une étape secondaire de l'étude. Pour l'instant, on se consacre à comprendre les éléments de base, à savoir l'écoulement global dans les deux locaux, le panache, sa géométrie, son impact et l'effet de taux de renouvellement sur l'entraînement d'air...

Dans notre cas, on s'est intéressé plus particulièrement à l'écoulement global et à la stratification, qui doivent être bien étudiés. Il reste maintenant à spécifier des conditions aux limites plus adaptées, où une géométrie au niveau du bac plus performante.

Tableau 9 : Analyse comparative des codes FLEUNT et FDS

	<u>FLUENT (Volumes finis)</u>	<u>FDS (Éléments finis)</u>
Temps de calcul	Modeste, Peut s'optimiser	Long
Introduction des données	Diversifiée, parfois complexe	Simple
Exploitation des résultats	Bien présentée, diversité des modes d'affichage	Limitée
Capacité calcul	Large	Moyenne
Géométrie	Diversifiée, rapide	Simple mais parfois délicate
Conditions aux limites	Diversifiée, parfois problèmes d'incompatibilité	Simple
Models présents	Diversité des modèles de résolution, et parfois complexes	Limités, mais simples parfois insuffisants
Interruption du calcul	Possible	Possible
Précision	Peut s'optimiser avec le maillage	Par défaut, peut se changer
Représentation des phénomènes	Généralement très avancé	Limitée
Convergence	Parfois longue	Dépend du maillage et de la méthode LES/DNS

Il est ainsi recommandé de développer un outil de simulation numérique propre aux maquettes, densimétrique et thermique. Ces outils de simulation sont des petits programmes permettant d'obtenir rapidement des résultats bien déterminés, comme les profils de la vitesse horizontale au niveau de l'ouverture, profils de températures dans les locaux...

6.4. Conclusion de l'étude numérique

L'utilisation des deux codes de calcul a été relativement fructueuse, bien qu'elle ait donné une différence relativement importante entre les deux techniques de modélisation (LES et k-ε). Une description de chaque code a été établie, avec une présentation des performances des deux codes. Les résultats ont permis de faire une comparaison avec les données expérimentales, ce qui a permis de déduire que chaque paramètre choisi dans le code joue un rôle important. De plus, dans certains cas, le choix des conditions aux limites est plus important que le choix du modèle physique lui-même.

Sur FDS, on a montré que son application permet d'accéder à une grande variété de détails avec quelques simples manipulations. A l'inverse, FLUENT permet d'avoir des données supplémentaires inaccessibles par FDS telles que l'évolution de la turbulence à l'intérieur des locaux.

Pour la maquette densimétrique, les deux codes donnent une description qualitativement similaire, les profils de vitesse horizontale, au niveau de l'ouverture, sont relativement proches au profil obtenu expérimentalement par PIV. Par contre, les deux codes donnent des résultats différents pour l'évolution de la densité dans les compartiments.

Pour la maquette thermique, FDS nécessite une revue de son modèle de rayonnement, et évaluer la précision des modèles intégrés pour le cas de cette étude. FLUENT nécessite une revue profonde, principalement dans ces conditions aux limites utilisées ainsi que ces modèles de combustion.

Finalement, l'utilisation de deux codes dans une étude expérimentale rend l'analyse des résultats plus rentable et peut s'élargir à des études sur des échelles plus grandes (Dispositif de Cadarache).

CONCLUSION

GÉNÉRALE

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de cette étude était de donner des éléments permettant de comprendre le phénomène de propagation des fumées dans une structure à deux compartiments séparés par une ouverture verticale, à travers le développement de certains outils de simulation expérimentaux sur deux maquettes à échelle réduite, et d'évaluer la pertinence de deux codes numériques vis-à-vis de notre problème.

L'étude sur les deux maquettes a permis de comprendre une certaine physique des phénomènes présents, lors de la propagation des fumées à travers une ouverture entre deux compartiments adjacents. Sur la maquette thermique, l'utilisation d'un feu de bac comme foyer a montré qu'elle était un moyen très utile sur l'étude des incendies. Plusieurs puissances de foyer ont été simulées et ont permis de suivre l'évolution de la stratification dans les deux locaux et l'écoulement au niveau de l'ouverture. Des mesures de vitesses par PIV ont donné des résultats encourageants, ce qui montre que l'utilisation de cette technique sur le dispositif DIVA pourrait être très avantageuse et permettrait d'accéder à une diversité de données. L'ordre de la l'énergie convective évacuée à travers l'ouverture a pu être estimé à partir des mesures de vitesses au niveau l'ouverture. L'impact du panache dans le local cible a été décrit et on a noté que ce dernier présente un pic de température situé à 28 cm de l'ouverture. Les déformations causées sur la maquette lors des essais avec un bac d'un diamètre de 130 mm ont montré que, 6 KW est une puissance de feu limite pour notre modèle à échelle réduite.

Sur la maquette densimétrique, différents plans de visualisation ont été réalisés qui ont permis de suivre l'évolution d'un panache froid, représentant un foyer d'une certaine puissance, entre les deux locaux. L'étude paramétrique réalisée a montré que la technique des feux densimétrique est très avantageuse, et permet de reproduire plusieurs puissances sans que l'ouvrage expérimental ne soit détérioré et sans que la vie des personnes ne soit mise en danger. De plus il permet une mise une place nettement rapide que la maquette thermique, donc un rendement économique important et un minimum de mobilisation.

Les visualisations suivant les deux plans sur la maquette densimétrique ont permis d'avoir une description globale du remplissage du local cible. Ils ont permis également de discerner l'effet du régime de ventilation sur la stratification. Plus ce dernier augmente et plus le remplissage du local cible tend à se ralentir. L'effet de l'injection d'air en position basse a une influence notable sur la stratification.

Un calage de la maquette densimétrique par rapport à la maquette thermique est nécessaire pour étaler les essais avec des puissances de feu supérieures à 6 KW.

En ce qui concerne l'étude numérique, on a pu constater la compatibilité du code FDS avec les problèmes de propagation de feux, bien qu'il présente quelques défauts. Son application reste pour l'instant préféré par rapport à FLUENT, qui nécessite une profonde analyse de ses paramètres ainsi que de ces modèles utilisés. Toute fois, ce dernier pourra s'appliquer avec les conditions utilisées dans cette étude pour décrire les données inaccessibles par FDS dans le cas de la maquette densimétrique (turbulence, vorticités...). L'application de FLUENT est intéressante particulièrement à étudier la combustion et à la flamme. Sinon, il serait préférable de modéliser le feu par une source de chaleur constante.

Les différents résultats obtenus sur les deux maquettes, ainsi que sur les deux codes numériques utilisés, ont montré qu'il y avait une possibilité de transposition de quelques outils sur le dispositif réelle. Les différents phénomènes ont été décrits, comme la stratification, et l'écoulement au niveau de l'ouverture et l'impact du panache dans le local cible. Une étude paramétrique a été menée sur la maquette densimétrique. Ce qui a permis de voir l'effet du taux de renouvellement et de la puissance du foyer sur les différents phénomènes physiques. Cette technique de fumée froide s'est avérée très utile et très intéressante pour le suivi de l'étude.

Le développement de modèles numériques spécifiques aux maquettes expérimentales est une idée qu'il faut mettre en œuvre. Pour le cas de la maquette densimétrique, le problème est moins complexe que la maquette thermique, où l'introduction de modèles de combustion et de rayonnement est nécessaire. Une tentative de réaliser un tel objectif a été entamée durant cette étude, permettant de déterminer les profils de vitesse au niveau de l'ouverture en connaissant le débit d'injection. Le code développé est pour l'instant au stade d'amélioration.

Les résultats obtenus dans cette étude ainsi que les résultats déduits sur le dispositif DIVA et sur la maquette au 1/20 ont montré qu'il était possible de réaliser une banque de données très riche et améliorera la compréhension du phénomène de propagation des fumées entre des compartiments adjacents. Enfin, selon l'avancée de l'étude, d'autres résultats permettront de fixer les paramètres qu'il faut suivre pour comparer les résultats de deux maquettes (Validation).

Comme perspectives, on propose de :

- Établir un programme d'essais sur les deux maquettes ;
- Construire une maquette thermique munie d'un système de ventilation ;
- Caler la maquette densimétrique par rapport à la maquette thermique ;
- Étaler les essais sur différentes puissances sur les deux maquettes, avec différents taux de renouvellement ;
- Mesurer le profil de vitesse sur toute la hauteur de l'ouverture pour différents paramètres (TR, puissance);
- Faire des essais avec d'autres combustibles sur la maquette thermique ;
- Développer des modèles théoriques permettant de déduire différents paramètres en fonction de la puissance ;
- Étudier l'effet d'entraînement d'air sur le panache ;
- Faire une étude approfondie sur les codes utilisés, et choisir des paramètres bien personnalisés dans le cadre de l'étude ;
- Configurer et personnaliser les paramètres de modélisation sur FLUENT ;
- Développer des modèles numériques spécifiques aux deux maquettes et étaler son utilisation pour le dispositif DIVA ;

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Rapport interne INERIS-DRA, Feux de nappe**, 2001.
- [2] **Yunyong Utiskul, James G. Quintiere, Ali S. Rangwala, Brian A. Ringwelski, Kaoru Wakatsuki, Tomohiro Naruse**, *Compartment fire phenomena under limited ventilation*, Fire Safety Journal, vol.40, pp 367-390, 2005
- [3] **J.D.Posner, C.R.Buchanan, D.Dunn-Rankin**, *Measurement and prediction of indoor air flow in a model room*, Energy and buildings, vol.52, 2002.
- [4] **J.C.Phillips, W.Andrews.Woods**, *On ventilation of a heated room through a single doorway*, Building and Environment, vol.39, pp 241-253, 2004.
- [5] **H.Yaping**, *Measurement of doorway flow field in multi-enclosure building fires*, International Journal of heat and mass transfer, vol.42, pp3253-3565, 1999.
- [6] **W.K.Chow, G.W.Zou**, *Correlation equations on fire induced air flow rates through doorway derived by large eddy simulation*, Building and Environment, vol. 40, pp897-906, 2005
- [7] **I.Nakaya, T.Tanaka, M.Yoshida, K.Steckler**, *Doorway flow induced by a propane fire*, Fire Safety Journal, vol. 10, pp185-195, 1986.
- [8] **B.J.McCaffrey, J.G.Quintiere**, *Buoyant driven counter current flows generated by a fire source*, in *D.B.Spalding, N.Afgan (Eds)*, Heat transfer and turbulent buoyant convection, vol. II, pp457-472, 1977
- [9] **J.Prahl, H.W.Emmons**, *Fire induced flow through an opening*, Combustion and flame, vol. 25, pp369-385, 1975
- [10] **E.Zukoski, T.Kubota**, *Two layer modelling of smoke movement in building fires*, Fire and materials, Vol..4, No1, pp17-26,1980
- [11] **G.Mulholland, T.Handa, O.Sugawa, H.Yamamoto**, *Smoke filling in an enclosure*, Proceedings of the 20th National Heat transfer conference, 1981.
- [12] **L.Y.Cooper, M. Harkleroad, J.Quintiere, W.Rinkinen**, *An experimental study of upper hot layer stratification in full scale multiroom fire scenarios*, Journal of Heat Transfer, pp741-749, 1981.
- [13] **Frederick W.Mowrer**, *Enclosure Smoke revisited*, Fire Safety Journal, vol. 33, pp 93-114, 1999
- [14] **Eric.W.M.Lee, Richard.K.K.Yuen, S.M.Lo, K.C.Lam, G.H.Yeoh**, *A novel artificial neural network fire model for prediction of thermal interface location in single compartment fire*, Fire Safety Journal, vol. 39, pp67-87, 2004.

- [15] **G.R.Hunt, P.Cooper, P.F.Linden**, *Thermal stratification produced by plumes and jets in enclosed spaces*, Building and environment, vol.36, pp871-882, 2001
- [16] **Lin, Linden**, **Smoke propagation between two chambers**, Building and environment, pp335-350., 1992
- [17] **Oka Y, Sugawa O, Ueno H**, *Characteristic properties of a fire plume in an enclosure with a downward air flow*. Journal of structure construction, Eng AIJ 1993.
- [18] **C.Crouzix, J.L.Le Mouêl, F.Perrier, P.Richon**, *Thermal stratification induced by heating in a non adiabatic context*, Building and environment, pp 1-14, 2005.
- [19] **G. Heskestad**, Rise of plume front from starting fires, Fire Safety Journal, vol. 36, pp201-204, 2001
- [20] **G.G.Rooney, P.F.Linden**, *Strongly Buoyant plume similarity and ‘Small fire’ ventilation*, Fire Safety Journal, vol. 29, pp235-258, 1997,
- [21] **L.Audouin, G.Kolb, J.L.Torero, J.M.Most**, *Average centreline temperature of a buoyant pool fire obtained by image processing of video recordings*, Fire Safety Journal, pp167-187, 1995.
- [22] **W.K.Chow, Y.Z.Li, E.Cui, R.Huo**, *Natural smoke filling in atrium with liquid pool fires up to 1.6MW*, Building and environment, vol. 36, pp121-127, 2001.
- [23] **Torgrim.L, G. Heskestad**, *Temperature of restricted turbulent fire plumes*, Fire Safety Journal, vol. 31, pp101-115, 1998
- [24] **B.M.Cetegen, K.D.Kasper**, *Experiments on the Oscillatory Behaviour of Buoyant Plumes of Helium and helium/Air Mixtures*, Physics of Fluids, Vol.8 , pp. 2974-2984, 1996.
- [25] **G. F. Lane-Serff, P. F. Linden and M.Hillel**, *Forced angled plumes*, Journal of Hazardous Materials, vol. 33, Issue 1, pp 75-99, 1993
- [26] **S.Tirlot**, *Etude de la propagation des fumées lors d'un incendie dans deux locaux ventilés*, rapport interne IRSN, DPAM/SEREA, 232,2005
- [27] **A.Ouarem**, *Etude de la propagation des fumées d'incendie d'un local source vers un local cible ventilé mécaniquement*, Rapport interne Institut UNIMECA/ École Polytechnique d'Alger, 2004.
- [28] **A.Bouadem**, *Modélisation expérimentale de la propagation des fumées d'incendie d'un local source vers un local cible ventilé mécaniquement*, Rapport interne Institut UNIMECA/ École Polytechnique d'Alger, 2004.
- [29] **Chen.Xiaojun, Y.Lizhong, D.Zhihua, F.Weicheng**, *A multi-Layer zone model for predicting fire behaviour in a fire room*, Fire Safety Journal, vol. 40, pp 267-281, 2005.
- [30] **A.K.Gupta, K.Rajiv**, *Compartment fires: A simple Mathematical model*, J.Applied fire science, vol. 11(1), pp 53-75, 2003.

- [31] **H.Xue, J.C.Ho, Y.M.Cheng**, *Comparison of different combustion models in enclosure fire simulation*, Fire safety Journal, vol. 36, pp 37-54, 2001.
- [32] **G.H.Yeoh, R.K.K.Yuen, S.M.Lo, D.H.Chen**, *on numerical comparison of enclosure fire in a multi-compartment building*, Fire Safety Journal, vol. 38, pp 85-94,2003
- [33] **Megret**, Etude de la ventilation dans les tunnels, Thèse de Doctorat, Université de Valencienne, 2001.
- [34] **R.Borghui**, *Modélisation et théories des flammes*, 2000.
- [35] **Kevin McGrattan**, *Fire Dynamics Simulator (Version 4)*, Technical Reference Guide, National Institute of Standard Technology, 2004
- [36] **N.Buil**, Modélisation tridimensionnelle des écoulements à surface libre dans les rivières, Thèse de Doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 1999.
- [37] **B.FETHI**, simulation de la combustion turbulente non pré mélangée par le modèle « L.E.S», Mémoire de Magistère, Université de Batna, 2006
- [38] **K. Ben Miloud**, *Modélisation Numérique et Étude Expérimentale de la propagation des Fumées Entre Deux Locaux en Présence d'une Ventilation Interne*, Rapport interne Institut UNIMECA/ École Polytechnique d'Alger, 2007.

ANNEXES

ANNEXES

Annexe A :

Les équations du modèle code panache proposé par Heskestad :

$$b_{\Delta T} = 0.12 \left(\frac{T_0}{T_\infty} \right)^{1/2} (z - z_0)$$

$$\Delta T_0 = 9.1 \left(\frac{T_\infty}{g C_p^2 \rho_\infty^2} \right)^{1/3} \cdot Q_c \cdot (z - z_0)^{-5/3}$$

$$u_0 = 3.4 \left[\frac{g}{C_p \cdot \rho_\infty \cdot T_\infty} \right]^{1/3} Q_c^{1/3} (z - z_0)^{-1/3}$$

$b_{\Delta T}$: Est le rayon du panache ou la température vaut $e^{-1} \cdot \Delta T_0$

ΔT_0 : Est l'écart de température entre le panache et l'environnement.

u_0 : Est la vitesse verticale du panache.

Z_0 : Position de l'origine virtuelle.

Annexe B :

Les constantes du modèle de panache proposé par Mc Caffrey, pour les trois zones considérées :

Tableau 10 : Constantes du modèle de Mc Caffrey

Zone de la flamme	k	η	$\frac{z}{Q^{2/5}}$	C
Continue	6-9	1/2	<0.08	0.9
Intermittente	1-9	0	0.08-0.2	0.9
Panache	1-1	-1/3	>0.2	0.9

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Différents débits au niveau d'une ouverture	- 4 -
Figure 2.1 : Site de Cadarache	- 14 -
Figure 2.2 : Dispositif expérimental de Cadarache	- 15 -
Figure 2.3 : Isothermes dans le local source	- 16 -
Figure 2.4 : Différents plans de visualisations sur la maquette au 1/20	- 20 -
Figure 2.5 : Bilan thermique dans un feu de bac.	- 21 -
Figure 3.1 : Photo du local source	- 30 -
Figure 3.2 : Dispositif expérimental de la maquette thermique avec local source seul	- 33 -
Figure 3.3 : Dispositif expérimental de la maquette thermique avec local cible semi confiné (Toiture)	- 34 -
Figure 3.4 : Disposition des thermocouples dans le local cible	- 35 -
Figure 3.5 : Dispositif de la maquette densimétrique	- 40 -
Figure 3.6 : Disposition des plans de visualisation	- 41 -
Figure 3-7 : Dispositif de mesure LDV à a porte	- 43 -
Figure 4.1 : Maillage sur FDS	- 55 -
Figure 4.2 : Géométrie développée sur Gambit	- 57 -
Figure 5.1 : Visualisation de l'écoulement au niveau de l'ouverture pour un diamètre de bac de 100 mm	- 70 -
Figure 5.2 : Évolution temporelle de l'épaisseur du panache au niveau de l'ouverture pour l'essai 10	- 71 -
Figure 5.3 : Évolution temporelle de la température dans le local source pour l'essai 10	- 72 -
Figure 5.4 : Profils de température au niveau de l'ouverture	- 72 -
Figure 5.5 : Évolution du flux radiatif au cours du temps pour les diamètres de bac de 100 et 72 mm	- 73 -
Figure 5.6 : Champ de vitesse représentant l'écoulement à la porte pour un	- 74 -
Figure 5.7 : Profil de vitesse normale au niveau de l'ouverture pour le diamètre de 72 mm	- 74 -
Figure 5.8 : Évolution temporelle de la températures dans le local source pour un de bac de $D_{bac}=130$ mm	- 78 -
Figure 5.9 : Profil de températures suivant la hauteur du local pour un diamètre de bac de 130 mm	- 80 -
Figure 5.10: Distribution de températures dans le local source pour différents diamètres	- 80 -
Figure 5.11 : Évolution temporelle de la température au niveau de la porte ($D_{bac} = 130$ mm)	- 82 -
Figure 5.12 : Évolution temporelle de la température au plafond du local cible semi confiné	- 84 -
Figure 5-13 : Évolution temporelle de la température suivant l'axe Y_0 ($D_{bac} = 130$ mm)	- 86 -
Figure 5.14 : Distribution de température suivant la longueur du local cible	- 86 -
Figure 5.15 : Profils de températures suivant l'axe X_0 pour différentes puissances de feu	- 87 -
Figure 5.16 : Évolution temporelle de la température dans le local cible pour différentes émissivités et pour un diamètre de bac égal à 100 mm (en $X_c=25$ cm)	- 88 -
Figure 5.17 : Surface d'impact sur le plafond du local cible semi confiné obtenu par thermographie infrarouge (sans fumées)	- 88 -
Figure 5.18 : Évolution temporelle du taux de Monoxyde de Carbone	- 89 -
Figure 5.19 : Visualisation du remplissage du local cible (avec $Q_v = 150$ l/min)	- 91 -
Figure 5.20 : Évolution temporelle de l'interface dans le local cible pour	- 92 -
Figure 5-21C : Visualisation de l'écoulement dans le local cible suivant le plan transverse en $x_0=770$ mm	- 94 -
Figure 5.22 b : Évolution temporelle de la vitesse normale au niveau de l'ouverture	- 96 -
Figure 5.23 : Champ de vitesse au niveau d l'ouverture	- 97 -
Figure 5.24 : Profil de la vitesse moyenne normale à l'ouverture pour différents débits	- 97 -
Figure 5.25 : Profil de la vitesse normale à la porte dans le plan horizontal pour différents débits d'hélium	- 98 -
Figure 5.26 : Évolution temporelle de la densité en haut de la porte pour un débit d'injection de 450 l/min et avec injection haute (TR5)	- 99 -
Figure 5.27 : Évolution temporelle de la densité au plafond du local cible pour un débit d'injection de 450 l/min et avec une injection haute (TR5) pour différents X_c	- 100 -
Figure 5.28: Évolution temporelle de la densité en $X_c = 28$ cm dans le local cible pour un débit d'injection de 450 l/min et avec injection haute (TR5)	- 101 -

Figure 5.29 : Évolution temporelle de la vitesse horizontale au niveau de l'ouverture pour un débit d'injection de 450 l/min, avec injection haute pour différentes H_p	- 101 -
Figure 5.30 : Évolution temporelle de la vitesse au niveau de l'ouverture. Comparaison entre FDS et LDV	- 102 -
Figure 5.31 : Différentes phases de remplissage dans les compartiments ($Q=150$ l/min / Injection haute)	- 103 -
Figure 5.32 : Profils de vitesses pour les trois modèles sur une moyenne de 20 s pour un débit d'injection de 150 l/min en injection haute (TR5)	- 105 -
Figure 5.33a : Visualisation des iso densités d'hélium ($Q_v=150$ l/min, TR5 injection haute)	- 106 -
Figure 5.33b : Fraction massique de l'hélium dans les compartiments sur FLUENT	- 106 -
Figure 5.34 : Évolution temporelle de la densité pour les deux codes ($Q= 150$ l/min (en haut de la porte))	- 107 -
Figure 5.35 : Distribution de la fraction massique de l'hélium au milieu du local cible	- 108 -
Figure 5.36 : Profils de vitesse moyenne sur 20 s pour les deux codes ($Q=150/TR5$)	- 109 -
Figure 5.37 : Conditions aux limites utilisées sur FLUENT	- 110 -
Figure 5.38: Profils de vitesse horizontale au niveau de l'ouverture ($Q_v=200$ l/min - 50% He)	- 111 -
Figure 5.39 : Évolution temporelle de la température au niveau de l'ouverture obtenu par FDS	- 112 -
Figure 5.40 : Évolution temporelle de la température dans le local source pour une	- 113 -
Figure 5.41 : Évolution temporelle de la température dans le local cible ($x = 28$ cm)	- 113 -
Figure 5.42 : Évolution temporelle de la température pour différentes tailles de maille	- 115 -
Figure 5.43 : Profils de vitesse au niveau de l'ouverture obtenus par différents modèles	- 116 -
Figure 5.44 : Profils de température dans le local source (près du coin du local)	- 117 -
Figure 5-45 : Profils de températures dans le plafond du local cible à $t=550$ s	- 118 -