



HAL
open science

Étude expérimentale et numérique des feux sous-ventilés

Bouaza Lafdal

► **To cite this version:**

Bouaza Lafdal. Étude expérimentale et numérique des feux sous-ventilés. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Lorraine, 2022. Français. NNT : 2022LORR0200 . tel-04027302

HAL Id: tel-04027302

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-04027302v1>

Submitted on 13 Mar 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



**UNIVERSITÉ
DE LORRAINE**

**BIBLIOTHÈQUES
UNIVERSITAIRES**

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact bibliothèque : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr
(Cette adresse ne permet pas de contacter les auteurs)

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITÉ
DE LORRAINE



CSTB
le futur en construction

SIMPPE



Université de Lorraine

Laboratoire énergies, mécanique théorique et appliquée

UMR 7563 / UL / CNRS

Centre Scientifique et Technique du Bâtiment

École doctorale SIMPPÉ : Sciences et ingénierie des molécules, des produits, des procédés et de l'énergie - ED 608

Étude expérimentale et numérique des feux sous-ventilés

THÈSE

Présentée et soutenue publiquement le 6 décembre 2022

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université de Lorraine

spécialité Énergie et Mécanique

par

Bouaza LAFDAL

devant le jury composé de

<i>Présidente :</i>	Béatrice PATTE-ROULAND	Professeur, Université de Rouen, CORIA
<i>Rapporteurs :</i>	Bart MERCI	Professeur, Université de Ghent
	Olivier VAUQUELIN	Professeur, Université d'Aix-Marseille, IUSTI
<i>Examineurs :</i>	Hugues PRETREL	Ingénieur de recherche, HDR, IRSN
	ElMehdi KOUTAIBA	Ingénieur de recherche, CSTB
<i>Encadrants :</i>	Pascal BOULET	Professeur, Université de Lorraine, LEMTA
	Rabah MEHADDI	Maître de conférences, Université de Lorraine, LEMTA

Remerciements

Je sais que ces quelques mots ne suffiront pas à exprimer ma gratitude envers toutes les personnes qui m'ont toujours donné le goût d'aller de l'avant et de donner le maximum de moi-même. Je remercie d'abord mes encadrants de thèse Pascal BOULET, Rabah MEHADDI et ElMehdi KOUTAIBA pour leur patience, leur générosité et leur accompagnement au cours de ces trois dernières années, et pour m'avoir donné la liberté de mener à bien cette thèse.

Un grand merci pour Bart MERCI et Olivier VAUQUELIN d'avoir rapporté sur ces travaux. Vos remarques et conseils m'ont permis de perfectionner ce manuscrit. Merci également à Hugues PRETREL, Béatrice PATTE-ROULAND et ElMehdi KOUTAIBA pour les discussions très enrichissantes qu'ont eu lieu durant la soutenance.

La majeure partie de ce travail a été expérimentale, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la mise en place des dispositifs expérimentaux et qui ont aidé à surmonter les problèmes techniques rencontrés. Je pense notamment aux membres de l'équipe technique du LEMTA, Jean-Yves MOREL, Matthieu WEBER, Simon BECKER, Franck DEMEURIE, Éric BLAISE et surtout Sébastien LEJEUNE. Je tiens à remercier également Nicolas PINOTEAU, Romain MEGE, Philippe LEBLOND et ElMehdi KOUTAIBA d'avoir veillé à l'obtention de toutes les autorisations et financements nécessaires à la mise en place du dispositif expérimental au niveau du CSTB. Mes remerciements vont également à Dominique PARDON, Vivien CHAUDET, Florian DEMOULIN et Emile ROHOU pour leur aide dans la mise en place de l'instrumentation et leur assistance, ce fut un plaisir de travailler avec vous. Pour la partie numérique, les ressources en calcul ont été fournies en partie par le Mésocentre EXPLOR hébergé par l'Université de Lorraine.

Je suis également reconnaissant à Marie THOUVENIN, Valérie REICHHART, Laura COLLE et Ludovic BUHLER pour leur gentillesse et leur assistance concernant les aspects administratifs et informatiques. Vous me sauvez la vie à chaque fois :).

J'adresse mes remerciements à l'équipe feux du LEMTA, Zoubir ACEM, Anthony COLLIN, Lucas TERREI et surtout un grand merci pour Gilles PARENT pour son coup de main précieux concernant la méthode de reconstruction de flamme. J'ai passé des bons moments avec vous et c'était un plaisir de travailler avec vous :). Je souhaite également remercier toutes les personnes que j'ai cotoyé lors de mes divers séjours au CSTB, Paul LARDET, Quentin JULLIEN, Duc Toan PHAM, Manuel MANTHEY, Laure WIPF, Pauline ANEST BAVOUX, Véronique MARCHETTI, Renato MOLE-ANTONIAZZA, Gabriel GIOVANNELLI, Alan JALIL, Benoit-Louis MARIE-JEANNE, Yahia MSAAD, Amine LAHOUAR, Mara TAN, Omar ALMAN-SOURI, j'ai passé des bons moments avec vous et merci pour les diverses discussions scientifiques ou autres.

Au cours de cette aventure, j'ai été entouré par une communauté de personnes extrêmement sympathiques et encourageantes. En particulier, je tiens à remercier tous mes collègues aussi bien au CSTB qu'au LEMTA : Amirouche SADAoui, Bunthan IEA,

Nagham ABDELRAHMAN ALHAJJ CHEHADE, Miora Nirina ROBSON, Adele LAMANDE, HARDY Louis, Lucie LAPILLONNE, Mariam ABDO, Hassan FLITY, Oualid IKHOU, Racha DJEBBAR, Raj-narayan KONDURU, Solange FERRIERE, Romain MEINIER, Davood ZEINALI. Je garde d'excellents souvenirs des bons moments passés ensemble. Félicitations à ceux qui ont terminé leur thèse et je vous souhaite bonne chance pour les autres.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Yvan DOSSMANN et Fabien CANDELIER d'avoir fait parti de mon comité de suivi de thèse, je vous remercie pour la qualité des échanges qu'on a eu. Fabien en plus de participer à mon CSI, tu as toujours été une source d'inspiration et de motivation, et ce depuis le début de mon parcours à Marseille.

Enfin, mais surtout, je tiens à remercier ma famille, à commencer par mes parents Ali et Nora et mes frères Fahed et Mohammed. Merci d'avoir toujours été là pour moi, vous apportez de la joie et de la motivation à ma vie quotidienne malgré la distance. Mes remerciements vont également à ma deuxième famille ici en France, khalti Melaid, khali Arezki, Nabil, Nadia, Kahina, Saliha, Leïla, Fatima. Vous avez toujours été là pour moi et je vous en suis très reconnaissant.

Malheureusement, je ne pourrai pas citer tout le monde, cela prendrait un chapitre :), mais un grand merci à ma grande famille LAFDAL et BELAL.

Je voudrais dédier ce travail à mes grands-mères Zouina et Ourdia qui ont suivi ce travail avec beaucoup d'intérêt mais qui n'en n'ont malheureusement pas vu l'aboutissement.

Table des matières

1	Introduction générale	5
2	Revue bibliographique	7
2.1	Généralités sur les feux confinés	7
2.2	Travaux expérimentaux	8
2.3	Modélisation des feux	16
2.3.1	Courbes conventionnelles température-temps	17
2.3.2	Modèle à une zone (0D)	18
2.3.3	Modèles à zones	21
2.3.4	Modèles CFD	22
2.3.5	Études numériques	26
2.4	Récapitulatif et Objectifs	27
3	Étude expérimentale	29
3.1	Étude à petite échelle	29
3.1.1	Dispositif expérimental	29
3.1.2	Récapitulatif des essais	30
3.1.3	Résultats et discussion	32
3.1.4	Résumé	56
3.2	Étude à échelle intermédiaire	56
3.2.1	Dispositif expérimental	57
3.2.2	Synthèse des essais	57
3.2.3	Résultats et discussion	59
3.2.4	Résumé	73
4	Simulations numériques	78
4.1	Étude numérique	78
4.1.1	Configurations numériques	78
4.1.2	Convergence en maillage	79
4.1.3	Résultats et analyse	83
4.1.4	Résumé	90
4.2	Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux	91
4.2.1	Configurations numériques	91
4.2.2	Choix du maillage	94
4.2.3	Résultats et analyse	96
4.2.4	Résumé	109

TABLE DES MATIÈRES

5 Conclusion générale et perspectives	110
BIBLIOGRAPHIE	113
Annexes	119
A Analyse de sensibilité	120
A.1 Effet de la méthode de seuillage sur la géométrie de la flamme	120
A.2 Incertitudes de mesure	123
Abstract	124

Table des figures

2.1	Illustration des phases d'évolution d'un feu confiné.	8
2.2	Les régimes de combustion enregistrés par Takeda et Akita [1](R représente le MLR))	10
2.3	Illustration des régimes de combustion observés lors d'un feu de compartiment (le compartiment est indiqué délimité par la ligne pointillée) avec un brûleur à gaz. (a) Combustion uniquement à l'intérieur du compartiment, (b) combustion à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte et (c) combustion uniquement à l'extérieur du compartiment.	13
2.4	Illustration du processus de traitement d'image, (a) montre l'image originale, dans ce cas une caméra visible a été utilisée, (b) le résultat de la transformation de l'image (a) en image binaire, (c) l'extraction du contour de la flamme.	16
2.5	Courbes Température-temps utilisées dans différents pays (adapté du SFPE handbook of fire protection engineering [2])	17
2.6	Courbes Température-temps ISO834 et HCM	18
2.7	Variation temporelle de la température (a) des gaz, de la fraction massique d'oxygène (b) et des débits massiques d'admission(c) et d'extraction(d)	21
2.8	Illustration de la configuration à deux zones.	22
2.9	Corrélation entre la température et la concentration d'oxygène nécessaires à la réaction de combustion	24
3.1	Illustration du dispositif expérimental, (a) photo de l'enceinte réelle, (b) maquette 3D donnant un aperçu de l'emplacement des capteurs, (c) et (d) respectivement vue de profil et vue de dessus avec la position exacte des capteurs.	31
3.2	Les bacs utilisés lors de cette étude	32
3.3	Variation du MLR à l'air libre pour les différents diamètres.	32
3.4	Comparaison entre la variation du MLRPUA à l'air libre pour les différents diamètres et la corrélation de Babrauskas.	33
3.5	Évolution temporelle du MLR et des températures à différentes hauteurs (3.5 cm, 42 cm, 70 cm) au niveau du mât situé à l'arrière gauche de la maquette. Ces résultats sont enregistrés pour un bac de 11 cm avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.088304 m^{2/5}$	34

3.6	Évolution temporelle du MLR et des températures à différentes hauteurs (3.5 cm, 42 cm, 70 cm) au niveau du mât situé à l'arrière gauche de la maquette. Ces résultats sont enregistrés pour un bac de 15 cm avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.04806 m^{2/5}$	35
3.7	Effet de la taille du bac sur l'évolution temporelle du taux de perte en masse (MLR) pour un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.006 m^{5/2}$	36
3.8	Effet de la variation du facteur de ventilation sur l'évolution temporelle du taux de perte en masse (MLR) pour un diamètre de bac fixe (dans ce cas $D = 11$ cm).	37
3.9	Variation de la durée de combustion et de la valeur maximale du MLR en fonction du facteur de ventilation pour les différents bacs.	37
3.10	Aperçu des différents régimes de combustion : régime bien ventilé la combustion se limite à l'intérieur du compartiment (a) & (b) ($D=8$ cm, $t=7$ min), régime sous-ventilé (c) & (d) ($D=15$ cm, $t=7$ min) une partie de la combustion se tient à l'extérieur du local	39
3.11	Variation de la valeur maximale de la puissance en fonction du facteur de ventilation pour les différents bacs. Les différents régimes sont aussi identifiés.	39
3.12	Variation de la concentration en oxygène pour $A\sqrt{H} = 0.006 (m^{5/2})$	40
3.13	Profil de température à différents instants, (a) essai avec un bac de 5 cm et (b) essai avec un bac de 9 cm. Dans les deux cas, la hauteur de l'ouverture était de 0.4 m	42
3.14	Variation temporelle de la hauteur de l'interface couche chaude/ couche froide pour les différents facteurs de ventilation. (a) bac de 5 cm, (b) bac de 8 cm.	43
3.15	Comparaison des résultats expérimentaux avec la relation MQH.	44
3.16	Comparaison entre la puissance calculée par perte de masse en vert et la puissance calculée par mesure de température en bleu. (a) cas d'un régime bien-ventilé ($D = 9$ cm et $A\sqrt{H} = 0.0672 (m^{5/2})$), (b) régime sous-ventilé ($D = 15$ cm et $A\sqrt{H} = 0.0672 (m^{5/2})$).	44
3.17	Représentation schématique du dispositif expérimental avec toutes les dimensions et positions des capteurs, le cercle rouge représente le bac d'heptane, les carrés bleus représentent les fluxmètres radiatifs et les triangles verts représentent les deux caméras.	46
3.18	Illustration du processus de reconstruction de la flamme. (a) et (b) représentent les vues de côté et de face obtenues grâce aux caméras. La figure (c) donne un aperçu sur la reconstruction de la flamme avec l'hypothèse de section transversale elliptique. (d) montre le résultat final.	47
3.19	Illustration de la méthode de Monte-Carlo, en bleu les points de départ des quantas sélectionnés aléatoirement dans la flamme, les points rouges représentent la nouvelle position de ces quantas après propagation et la ligne pointillée montre le chemin de chaque particule, le fluxmètre est représenté par le carré noir et les points qui ont atteint le capteur sont indiqués en vert.	48

3.20	(a) Variation du facteur de vue en fonction du nombre de quanta considérés dans la discrétisation de la surface de la flamme (pour un bac de 5 cm), (b) évolution du facteur de vue pour différents diamètres de bac.	49
3.21	Évolution temporelle de la puissance rayonnée estimée en utilisant la méthode point source (courbe rouge) et la méthode de reconstruction de flamme (courbe bleu) pour différents tailles de bac (a) D=9 cm, (b) 13 cm.	49
3.22	Variation de la fraction radiative en fonction du diamètre du bac (adapté de [3])	50
3.23	Illustration d'une flamme reconstruite en utilisant deux images prises lors de l'essai.	52
3.24	(a) Étude de convergence du facteur de forme en fonction du nombre de quanta. (b) Évolution de la puissance dégagée à l'extérieur du compartiment, pour un bac de diamètre $D = 13$ (cm) avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.0481$ ($m^{5/2}$). (c) Représente la variation de la puissance à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment et la puissance totale estimée à partir de la perte de masse du combustible.	53
3.25	(a), (b) Variation des différentes puissances intérieures, extérieures et totales en fonction du temps. (c) Variation de la somme des puissances à l'extérieur (Eq (3.22)) et à l'intérieur (Eq (3.16)) du compartiment en fonction de la puissance totale ($\dot{Q}_{totale} = \chi \times \dot{m}_f \times \Delta H_c$).	54
3.26	Variation de la hauteur de flamme en fonction de la puissance extérieure adimensionnelle.	55
3.27	Illustration du dispositif expérimental, (a) photo de l'enceinte réelle, (b) maquette 3D donnant un aperçu de l'emplacement des capteurs, (c) et (d) respectivement vue de profil et vue de dessus avec la position exacte des capteurs.	58
3.28	(a) régime bien-ventilé ($H = 1.4$ m), (b) régime sous-ventilé ($H = 0.5$ m)	60
3.29	Évolution temporelle de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.	61
3.30	Évolution temporelle de la concentration en oxygène et de la température pour différents facteurs de ventilation.	61
3.31	Positions des sondes McCaffrey et des thermocouples au niveau de la porte.	62
3.32	Profil de vitesse (a) et de température (b). (c) variation temporelle du débit d'air entrant et du débit de fumée sortant. (d) Variation du débit d'air entrant en fonction de facteur de ventilation.	64
3.33	Illustration des phases d'un régime oscillatoire.	65
3.34	Évolution de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.	66
3.34	Évolution de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.	67
3.35	Variation du nombre de cycle d'oscillation (a), du temps de début des oscillation (b), de la durée de régime oscillatoire en fonction du débit de propane.	68

3.36	Variation de l'amplitude et la fréquence dominante des oscillations en fonction du débit de gaz.	69
3.37	Évolution temporelle de la température et de la concentration en oxygène au niveau du brûleur. Les courbes (a) et (b) sont obtenues pour une puissance $\dot{Q} = 23.22 \text{ kW}$ ($\dot{m}_f = 0.5 \text{ g/s}$) et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 1.3252 \text{ m}^{5/2}$. Les graphiques (c) et (d) sont enregistrés pour une puissance $\dot{Q} = 92.9 \text{ kW}$ ($\dot{m}_f = 2 \text{ g/s}$) et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.1 \text{ m}^{5/2}$	70
3.38	Comparaison des résultats expérimentaux avec la relation MQH.	72
3.39	Comparaison entre la puissance calculée par perte de masse en vert et la puissance calculée par mesure de température en bleu. (a) cas d'un régime bien-ventilé ($\dot{m}_f = 0.5 \text{ g/s}$ et $A\sqrt{H} = 0.28285 \text{ (m}^{5/2})$), (b) régime sous-ventilé ($\dot{m}_f = 3 \text{ g/s}$ et $A\sqrt{H} = 0.16565 \text{ (m}^{5/2})$).	72
3.40	Illustration de la méthode de reconstruction de la flamme utilisant deux images prises lors d'un essai.	74
3.41	Évolution du facteur de forme en fonction du nombre de quanta considérés.	75
3.42	(a), (b) Variation des différentes puissances intérieures, extérieures et totales en fonction du temps. (c) Variation de la somme des puissances à l'extérieur (Eq (3.35)) et à l'intérieur (Eq (3.33)) du compartiment en fonction de la puissance totale ($\dot{Q}_{totale} = \dot{m}_f \times \Delta H_c$).	76
4.1	Un aperçu des configurations numériques adoptées, (a) grande échelle ISO9705, (b) intermédiaire, (c) maquette expérimentale à petite échelle et (d) dispositif expérimental à échelle intermédiaire.	80
4.2	Profils de température (a) et de vitesse (b) au niveau de la porte	80
4.3	Les différentes extensions testées	81
4.4	Profils de température et de vitesse au niveau de la porte pour différentes longueurs d'extension longitudinale (a), latérale (b) et verticale (c).	82
4.5	(a) Variation typique du débit d'air entrant dans le compartiment, (b) variation du débit moyen en fonction de la puissance prescrite pour un facteur de ventilation de $0.3718 \text{ m}^{5/2}$. (c) Variation du débit maximal d'air entrant en fonction du facteur de ventilation.	84
4.6	Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.	85
4.7	Régime de combustion bien ventilé (régime 1 st) : la flamme reste à l'intérieur du compartiment (petite échelle, $A\sqrt{H} = 0.0883 \text{ (m}^{5/2})$, $\dot{Q} = 40 \text{ kW}$)	86
4.8	Régime de combustion sous-ventilé (régime 2 nd) : la réaction se tient à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte (échelle intermédiaire 1, $A\sqrt{H} = 0.4 \text{ (m}^{5/2})$, $\dot{Q} = 600 \text{ kW}$)	86
4.9	Régime de combustion sous-ventilé (régime 3 rd) : la majeure partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment (échelle réelle, $A\sqrt{H} = 0.83 \text{ (m}^{5/2})$, $\dot{Q} = 3500 \text{ kW}$)	87

4.10	Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.	87
4.11	Illustration des différents régimes de combustion, observés pour les simulations à échelle intermédiaire, les captures sont prises à 80 s.	88
4.12	Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle (\dot{Q}^*).	89
4.13	(a) Variation typique de la puissance à l'intérieur du compartiment, (b) variation de la puissance moyenne en fonction de la puissance prescrite pour un facteur de ventilation de $0.3718 m^{5/2}$. (c) Variation de la puissance maximale l'intérieur du compartiment en fonction du facteur de ventilation.	90
4.14	Maquettes numériques des dispositifs expérimentaux. (a), (b) petite échelle, (c), (d) échelle intermédiaire	92
4.15	Un exemple de taux de perte de masse d'heptane (a) et de débit de propane (a) utilisés comme données d'entrée dans une simulation numérique.	94
4.16	Comparaison entre l'évolution de la température (thermocouple $n^\circ 12$) pour différentes mailles et l'évolution expérimentale. Ces températures sont observées lors d'une simulation/expérience à petite échelle avec un bac de 15 cm de diamètre et un facteur de ventilation de $0.048 m^{5/2}$	95
4.17	Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.	96
4.18	Comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques concernant la variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.	98
4.19	Comparaison entre les températures simulées et les températures mesurées expérimentalement. Ces résultats sont issus d'une expérience/simulation à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 g/s$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 m^{5/2}$	99
4.20	Évolution temporelle de la concentration en oxygène au niveau du foyer lors d'un essai/simulation à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 g/s$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 m^{5/2}$	100
4.21	Variation des vitesses au niveau de l'axe central de la porte pour un essai à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 g/s$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 m^{5/2}$	101
4.22	Évolution temporelle de la puissance prescrite	102
4.23	Illustration de la flamme à 300s	102
4.24	Comparaison entre la température simulée et la température mesurée expérimentalement ($D = 15 cm$, $A\sqrt{H} = 0.0481 m^{5/2}$).	103
4.25	Contour de température au niveau de l'axe central du dispositif à 400 s	104
4.26	Variation de la puissance à l'intérieur (a) et à l'extérieur (b) du compartiment ($D = 15 cm$, $A\sqrt{H} = 0.0481 m^{5/2}$).	104
4.27	Évolution temporelle de la concentration en oxygène au niveau du foyer ($D = 15 cm$, $A\sqrt{H} = 0.0481 m^{5/2}$).	105
4.28	Variation de la vitesse au niveau de l'axe centrale de la porte ($D = 15 cm$, $A\sqrt{H} = 0.0481 m^{5/2}$).	106

4.29	Comparaison entre la température simulée et la température mesurée expérimentalement ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.017 \text{ m}^{5/2}$).	107
4.30	Variation de la puissance à l'intérieur du compartiment, les ligne en pointillée représente la délimitation entre les régimes bien-ventilé et sous-ventilé prédite par FDS (rouge), expérimentalement (bleu) et par FireFOAM (noir).	108
4.31	Illustration de la flamme à 700s	108
A.1	Exemple de résultats obtenus par les différentes méthodes de seuillage .	121
A.2	Évolution temporelle de la hauteur de la flamme suivant la méthode de seuillage.	122

Liste des tableaux

3.1	Résumé des paramètres d'étude, les cercles rouges indiquent les essais de répétabilité	30
3.2	Classification des expériences en fonction de leur régime de combustion, la couleur verte représente le régime bien-ventilé . La couleur orange montre le régime sous-ventilé avec des flammes externes. Enfin, la couleur rouge indique les expériences pour lesquelles une extinction a été observée.	38
3.3	Récapitulatif des fractions radiatifs pour les différents bacs.	50
3.4	Récapitulatif des configurations des essais, les cercles rouges indiquent les essais de répétabilité	57
3.5	Classification des essais en fonction de leur régime de combustion, la couleur verte représente le régime bien-ventilé . La couleur orange montre le régime sous-ventilé avec des flammes externes. Enfin, la couleur rouge indique les essais pour lesquelles un régime oscillatoire a été observée.	59
3.6	Synthèse des coefficients déprimogènes pour les différentes sondes. K 1 et K 2 indiquant un côté de la sonde.	63
4.1	Synthèse des simulations réalisées	79
4.2	Résumé de la puissance critique adimensionnelle obtenue sur la base de la variation de \dot{Q}_{in}/P marquant la transition entre le premier et le second régime. Cette démarcation est évaluée en utilisant à la fois FDS (configuration par défaut), la version modifiée où la fraction d'oxygène limitant la combustion a été fixée à zéro et FireFOAM.	88
4.3	Résumé des corrélations numériques issues des travaux présents et de la littérature.	91
4.4	Configurations numériques.	93
4.5	Rappel des modèles numériques utilisés lors des simulations.	94
4.6	Temps de calcul en fonction de la taille de mailles.	96
A.1	Incertitudes relatives aux capteurs employés.	123

Liste des symboles

Abréviations

<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>CFL</i>	Critical Flame Temperature (Température critique de flamme)
<i>CSTB</i>	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
<i>DNS</i>	Direct Numerical Solution
<i>EDC</i>	Eddy Dissipation Concept
<i>FDS</i>	Fire Dynamics Simulator
<i>FFT</i>	Fast Fourier Transform (transformée de Fourier rapide)
<i>FVM</i>	Finite Volume Method (Méthode de volumes finis)
<i>HCM</i>	Courbe hydrocarbure majorée
<i>LEMETA</i>	Laboratoire Énergies, Mécanique Théorique et Appliquée
<i>LES</i>	Large Eddy Simulation
<i>MLR</i>	Mass loss rate (Taux de perte en masse)
<i>MQH</i>	Méthode de McCaffrey, Quintiere et Harkleroad
<i>NIST</i>	National Institute of Standards and Technology
<i>OpenFOAM</i>	Open Field Operation and Manipulation
<i>PIV</i>	Particle Image Velocimetry (Vélocimétrie par Image de Particules)
<i>RANS</i>	Reynolds-Averaged Navier Stokes
<i>RGB</i>	Red, Green, Blue (Rouge, Vert, Bleu)
<i>STL</i>	Stereolithographic mesh format
<i>TC</i>	Thermocouples

Lettres latines

\dot{m}_f''	Taux de perte de masse par unité de surface [$kg/m^2/s$]
\dot{m}_f	Taux de perte de masse [kg/s]
\dot{m}_{in}	Débit massique d'air entrant dans le compartiment [kg/s]

LISTE DES SYMBOLES

\dot{Q}	Puissance [kW]
\dot{q}''	Flux radiatif [W/m^2]
\dot{Q}^*	Puissance adimensionnelle [-]
A	Surface de l'ouverture [m^2]
A_T	Surface totale des parois [m^2]
C_p	Chaleur spécifique [$kW/kg/K$]
D	Diamètre du bac [cm]
D^*	Diamètre caractéristique du feu [-]
F	Facteur de forme entre la flamme et le capteur de flux radiatif [-]
g	Accélération gravitationnelle [m/s^2]
H	Hauteur de l'ouverture [m]
h_k	Coefficient de transfert thermique effectif [$kW/m^2.K$]
H_n	Hauteur du plan neutre [m]
k	Conductivité thermique [$kW/m.K$]
P	Pression [Pa]
r	Coefficient stœchiométrique [-]
S	Surface [m^2]
T	Température [$^{\circ}C$]
t_p	Temps de pénétration thermique [s]
V	Volume [m^3]
v	Vitesse [m/s]
W	Largeur de l'ouverture [m]
X_{O_2}	Fraction molaire d'oxygène [-]
Y_{O_2}	Fraction massique d'oxygène [-]
Z	Hauteur des flammes externes [m]

Lettres grecques

χ	Efficacité de combustion [-]
χ_{rad}	Fraction radiative [-]
ΔH_c	Chaleur de combustion [MJ/kg]
δx	Taille de maille [cm]
δ	Epaisseur [m]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]

LISTE DES SYMBOLES

$\tau_{chemical}$	échelles caractéristiques de temps de la chimie [s]
τ_{mixing}	échelles caractéristiques de temps du mélange [s]
Θ_g	Température des gaz [$^{\circ}C$]

Exposants et indices

*	Adimensionnelle
0	Ambiant
<i>cri</i>	Critique
<i>ext</i>	extérieur
<i>f</i>	Fuel / Flamme
<i>in</i>	Entrant / intérieur
<i>low</i>	Couche froide
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
O_2	Oxygène
<i>out</i>	sortant
<i>rad</i>	Radiative
<i>up</i>	Couche chaude

Chapitre 1

Introduction générale

Chaque année, plusieurs centaines de milliers d’incendies sont recensés¹, dont une grande partie se produit dans des bâtiments résidentiels et des espaces de travail. Face à cette menace, une réglementation en matière de sécurité incendie a été mise en place pour minimiser le risque et préserver des vies. Cette réglementation est basée sur une obligation de moyens qui impose certaines installations de sécurité (sprinkler, système d’alarme) en fonction du type d’établissement. Cependant, avec la soif d’innovation, notamment architecturale, et afin que la réglementation ne soit pas un frein, certains assouplissements sont introduits, notamment le recours à une démarche d’ingénierie de sécurité incendie pour démontrer la fiabilité de certaines solutions innovantes en matière de sécurité incendie. On passe donc d’une ”obligation de moyens” à une ”obligation de résultats”. Dans une étude de sécurité incendie on :

1. Identifie les contraintes réglementaires relatives à la structure en question.
2. Détermine les scénarios d’incendie les plus susceptibles de se produire pendant la durée de vie de la structure.
3. Propose des solutions pour répondre aux contraintes réglementaires.
4. Évalue les performances de ces solutions au regard des exigences réglementaires (d’où la qualification d’approche performancielle).

Aujourd’hui, avec l’augmentation des capacités de calcul, l’utilisation de simulations numériques pour démontrer l’efficacité d’une solution de sécurité incendie devient une alternative attractive. Cependant, la validité des modèles numériques doit être contrôlée en permanence à travers des études de validation, avant de les utiliser comme outils prédictifs.

Dans cette optique et dans la continuité des travaux menés par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) en particulier en collaboration avec le Laboratoire Énergies, Mécanique Théorique et Appliquée (LEMETA) sur les problématiques liées à la sécurité incendie, ces travaux de recherche viennent renforcer l’expertise des deux laboratoires.

Cette thèse traite des feux sous-ventilés, l’un des scénarios d’incendie les plus fréquemment observés dans les bâtiments résidentiels. Un tel scénario est caractérisé par

1. 282765 incendies enregistrés en 2020, dont 64248 d’habitation et de bureaux, représentant 14202 victimes. <https://mobile.interieur.gouv.fr/Publications/Statistiques/Securite-civile/2020>

l'apparition de flammes à l'extérieur de la structure au travers des ouvertures, ce qui soulève des questions fondamentales. La première question que l'on peut se poser est : quelle est la proportion de puissance libérée à l'intérieur et/ou à l'extérieur ? La réponse à cette question aura un impact important sur le dimensionnement des moyens de sécurité incendie. Une deuxième question qui se pose naturellement est : les modèles numériques sont-ils capables de reproduire fidèlement un tel scénario ?

Pour traiter ces questions et les différents aspects liés au développement des feux de compartiment, ce travail a été axé sur deux approches. Premièrement, une étude expérimentale a été menée à petite échelle au LEMTA et à une échelle intermédiaire au CSTB. Ces expériences ont été conçues pour fournir le maximum de données détaillées utiles à la compréhension de l'évolution des feux de compartiments. Ensuite, les modèles numériques disponibles (FDS et FireFOAM) ont été mis à contribution pour reproduire les essais expérimentaux, les compléter et consolider les données expérimentales recueillies. En conséquence, ce manuscrit est divisé en cinq chapitres, incluant cette introduction. Dans le deuxième chapitre, une revue de la littérature est présentée, couvrant les aspects généraux des feux de compartiment, les travaux expérimentaux et numériques. Le troisième chapitre traite du travail expérimental réalisé au cours de ces travaux de recherche. Il est divisé en deux parties, chacune présentant respectivement, les expériences à petite échelle au LEMTA, puis les essais à échelle intermédiaire au CSTB. Le quatrième chapitre est consacré à l'étude numérique. Il est également constitué de deux sous-parties, d'abord une étude numérique générale incluant différentes échelles est réalisée. Ensuite, une comparaison est proposée entre les simulations numériques et les essais expérimentaux. Dans le dernier chapitre, les conclusions générales de ces travaux sont présentées.

Au-delà des aspects décrits ci-dessus, cette thèse constitue une contribution à l'effort global entrepris par la communauté de la sécurité incendie pour comprendre le comportement et l'évolution des feux de compartiment.

Chapitre 2

Revue bibliographique

Sommaire

2.1 Généralités sur les feux confinés	7
2.2 Travaux expérimentaux	8
2.3 Modélisation des feux	16
2.3.1 Courbes conventionnelles température-temps	17
2.3.2 Modèle à une zone (0D)	18
2.3.3 Modèles à zones	21
2.3.4 Modèles CFD	22
2.3.5 Études numériques	26
2.4 Récapitulatif et Objectifs	27

L'objectif principal de ce chapitre est dans un premier temps de rappeler les différentes notions liées au développement des feux confinés. Ensuite, une revue bibliographique non exhaustive des travaux expérimentaux est fournie. Enfin, les outils numériques utilisés dans ces travaux sont aussi présentés.

2.1 Généralités sur les feux confinés

Les incendies se divisent généralement en deux grandes familles : les incendies en milieu ouvert (non limité géométriquement) et les feux en milieu clos également appelés feux confinés. Dans le cas d'un feu en milieu ouvert, la puissance et la durée du feu dépendent de la quantité de combustible disponible, les exemples les plus connus des incendies en milieu ouvert sont les feux de forêt. Un incendie confiné désigne un feu qui se produit dans un environnement géométriquement limité, généralement une construction humaine, par exemple des bâtiments, des installations commerciales ou industrielles. Lors d'un incendie en milieu clos, le feu n'a pas le même comportement qu'en milieu libre. Certains phénomènes plus complexes interviennent, en effet dans une telle configuration on voit apparaître un couplage important entre les conditions de ventilation et le développement du feu. D'autre part l'interaction entre le foyer et les parois essentiellement par le biais de la rétroaction radiative, peut influencer le développement du foyer. Cette rétroaction se traduit par une augmentation du flux

radiatif vers le combustible en provenance, des flammes, des fumées chaudes et des murs.

L'impact du confinement est visible sur les phases de développement du feu, comme le montre la [Figure 2.1](#). On peut identifier plusieurs étapes, la première étape est la phase de croissance pendant laquelle le feu se comporte comme en milieu ouvert, sa durée dépend du type de combustible. A la suite de cette phase on observe le phénomène de flashover, qui traduit le fait que tous les éléments susceptibles de s'enflammer pyrolysent (dégradation et production de produits volatiles) et s'enflament. Pendant cet embrasement, l'environnement présente un excès de gaz combustible. Par conséquent, le seul facteur limitant d'une combustion complète est la concentration en oxygène. Ainsi, il existe deux possibilités : si la concentration en oxygène est suffisante le feu continue son développement pour atteindre la phase pleinement développée. Mais, si la quantité du comburant disponible est insuffisante pour entretenir la combustion le feu entame la phase de décroissance qui peut se terminer par l'extinction. Le développe-

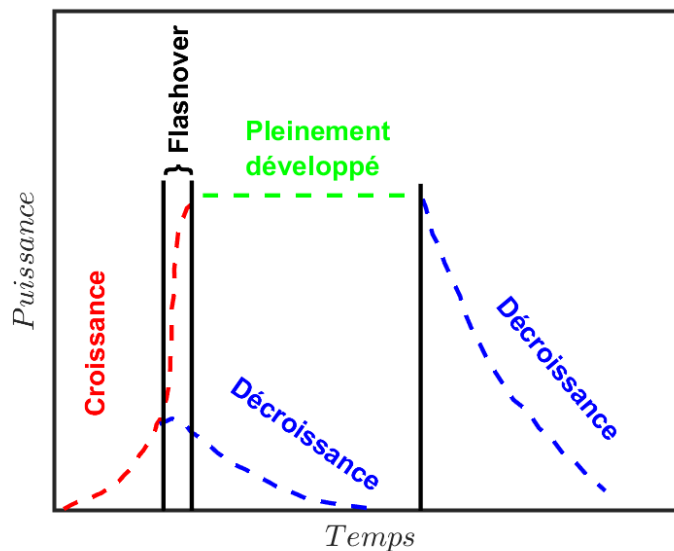


FIGURE 2.1 – Illustration des phases d'évolution d'un feu confiné.

ment des feux confinés peut aussi être décrit en deux grandes étapes. Dans un premier temps, le feu est contrôlé par la quantité de combustible disponible (fuel controlled fire en terminologie anglo-saxonne). Cette description englobe les phases de croissance et de décroissance. Pour les parties flashover et pleinement développé, la combustion est contrôlée par la ventilation et plus précisément la quantité d'oxygène (ventilation controlled fire).

2.2 Travaux expérimentaux

Depuis les années soixantes le comportement des feux sous-ventilés suscite l'intérêt des scientifiques. A cette époque les différentes phases d'un incendie sous-ventilé n'ont pas été clairement identifiées. Afin de comprendre l'effet du confinement sur le

développement des feux de nombreuses études expérimentales ont été entreprises. En 1958, Kawagoe [4] a présenté les résultats de ses travaux de recherche menées au BRI (Building Research Institute, Japon). Il a établi une relation entre le taux de perte de masse du bois et les conditions de ventilation. Cette relation s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_f = 0.09 \times A\sqrt{H} \text{ (kg/s)}, \quad (2.1)$$

avec \dot{m}_f le taux de perte de masse et $A\sqrt{H}$ le facteur de ventilation, où A est la surface de l'ouverture et H sa hauteur. Cette relation représente une avancée majeure dans l'étude des feux de compartiment.

Gross et Robertson [5] ont obtenu une relation similaire avec une constante de proportionnalité de $0.1(\text{kg/s/m}^{5/2})$ au lieu de $0.09(\text{kg/s/m}^{5/2})$. Les auteurs ont aussi observé qu'au-delà d'une certaine taille d'ouvrant le taux de perte en masse tend vers une valeur constante assez proche du taux de perte en masse à l'air libre. Thomas et al [6] avaient également rapporté le même comportement. Suite à ces constatations une nouvelle terminologie pour décrire l'évolution d'un feu de compartiment a été introduite. Premièrement, pour des tailles d'ouvrant petites, le taux de perte en masse dépend de la ventilation. Ce régime est qualifié de régime sous-ventilé ou régime contrôlé par la ventilation. Ensuite, dans le cas d'ouvertures plus importantes, le taux de perte en masse tend vers une valeur constante. On parle alors de régime bien ventilé ou contrôlé par le combustible.

Dans le même esprit et afin de mieux comprendre les effets de ce facteur de ventilation sur le régime de combustion, une étude expérimentale a été menée par Takeda et Akita [1]. Plusieurs configurations de différentes tailles (de 0.15 à 0.7 m de côté) ont été testées. Les auteurs ont identifié quatre régimes de combustion selon le facteur de ventilation :

1. $A\sqrt{H} < 0.09 \times 10^{-2}m^{(5/2)}$, l'apport d'air par l'ouverture n'est pas suffisant, en conséquence le feu s'éteint par manque d'oxygène.
2. $0.09 \times 10^{-2}m^{(5/2)} < A\sqrt{H} < 0.23 \times 10^{-2}m^{(5/2)}$, correspond à une combustion laminaire contrôlée par la quantité d'oxygène entrant par les ouvertures.
3. Le troisième régime ($0.23 \times 10^{-2}m^{(5/2)} < A\sqrt{H} < 0.78 \times 10^{-2}m^{(5/2)}$) est caractérisé par des flammes instables et oscillantes.
4. $0.78 \times 10^{-2}m^{(5/2)} < A\sqrt{H} < 2.8 \times 10^{-2}m^{(5/2)}$, la taille de l'ouverture est suffisante pour permettre un feu parfaitement ventilé contrôlé par la quantité de combustible disponible.

Peatross et Beyler [7] ont investigué les effets de la ventilation sur le comportement du feu dans une enceinte à grande échelle avec des parois en acier. Les expériences ont été réalisées avec une ventilation mécanique et naturelle. Pour cette dernière, trois configurations ont été adoptées : une avec la porte ($0.9 \times 2 \text{ m}^2$) complètement ouverte, la seconde avec un quart de porte ouverte et la dernière avec une fenêtre ($0.9 \times 0.8 \text{ m}^2$) entièrement ouverte. Dans le cas de la ventilation naturelle, en plus de la description classique en deux couches chaude et froide, dans certains tests, des profils de température linéaires ont été enregistrés, ce qui est un indicateur d'un environnement bien mélangé (absence de distinction entre les deux couches chaude et froide). En conséquence, les auteurs ont observé une réduction de la concentration d'oxygène au niveau de la flamme. Pour la ventilation forcée Peatross et Beyler ont établi une

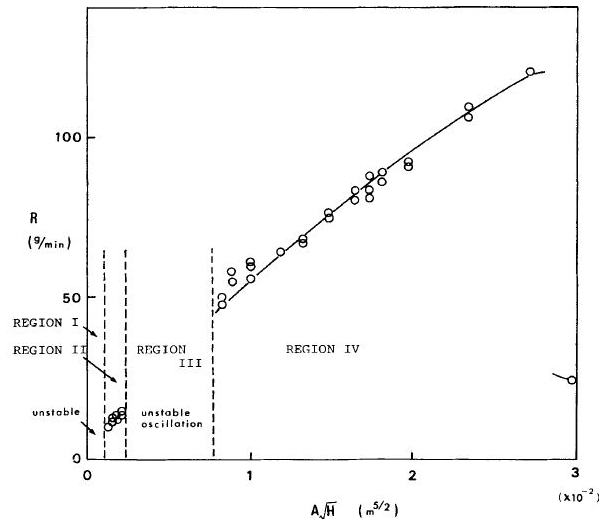


FIGURE 2.2 – Les régimes de combustion enregistrés par Takeda et Akita [1] (R représente le MLR))

corrélation entre la fraction molaire d'oxygène (X_{O_2}) et le taux de perte en masse (MLR) normalisé par le MLR en milieu ouvert (l'air libre) sous forme d'une relation linéaire

$$\frac{MLR}{MLR_{\infty}} = 0.1 \times X_{O_2} - 1.1 \quad (2.2)$$

D'après les auteurs, la perte de masse est conditionnée par la nature du combustible, la ventilation, et non par le rayonnement des parois du compartiment sur le combustible, ce qui est dû probablement à la nature du combustible et à un effet de l'échelle. Fleischmann et Parkes [8] ont montré que la taille du compartiment a une influence importante sur le taux de perte en masse (MLR). Dans leur étude, ils ont relevé des MLR sept fois plus importants que le MLR à l'air libre. Ce qui a été expliqué par l'effet du rayonnement des parois sur le combustible.

La transition entre un feu bien ventilé et un feu sous-ventilé implique des phénomènes complexes tels que le régime oscillatoire. Un tel comportement a également été observé et étudié par Kim et al [9]. Selon les auteurs, pendant le régime de ventilation contrôlée, deux comportements différents peuvent être observés, un comportement stable suivi d'une extinction rapide et un comportement oscillant se terminant également par l'extinction du feu. Il a également été suggéré que la période d'oscillation dépend du facteur de ventilation. Des régimes similaires ont été rapportés par Utiskul et al [10]. Il a également été observé que l'extinction dépend non seulement de la concentration en oxygène mais aussi de la température environnante.

Plus récemment, ces instabilités de combustion ont également été observées et étudiées par Prétrel et al [11] lors d'expériences d'incendie dans un compartiment ventilé mécaniquement à échelle réelle. Afin de déterminer l'origine de ces instabilités, Prétrel et al ont étudié l'effet du réseau de ventilation, du type de combustible et de l'isolation thermique des murs. Il a été montré que ni le réseau de ventilation ni l'isolation thermique n'avaient d'influence sur l'apparition des phénomènes d'oscillation. Cependant, en ce qui concerne le type de combustible, le comportement oscillatoire n'a été

observé que pour le combustible liquide et non pour le propane. Sur la base de cette observation, il a été suggéré que ces instabilités sont liées à l'évaporation des combustibles liquides. Une étude expérimentale approfondie a été menée par Mense [12] et Mense et al [13, 14]. Ces auteurs ont utilisé un compartiment ventilé mécaniquement à petite échelle (1/4 de la configuration à échelle réelle utilisée par Prêtre et al [11]). De l'heptane et du dodécane liquides ont été utilisés comme combustibles. Plusieurs diamètres de bacs, taux de ventilation et positions d'entrée ont été considérés. Ces études ont confirmé et souligné les conclusions et observations faites par Prêtre et al [11]. Il a également été rapporté que la fréquence d'oscillation augmente lorsque le taux de renouvellement d'air augmente. Il a également été montré que le comportement oscillatoire apparaissait pour des diamètres de bac et des taux de ventilation plus élevés pour les essais au dodécane que pour ceux à l'heptane.

Les conditions de ventilation ont un impact considérable sur l'évolution d'un incendie. Dans le cas d'un feu dans un compartiment, la quantité d'air entrant dans le local est un paramètre essentiel afin de prédire l'évolution du feu. D'une manière similaire au MLR, le débit d'air entrant dans le compartiment a été corrélé au facteur de ventilation $A\sqrt{H}$. En se basant sur ses travaux expérimentaux Kawagoe [4] propose une première corrélation entre le débit d'air entrant dans le compartiment sous la forme

$$\dot{m}_{in} = K \times A\sqrt{H} \text{ (kg/s)}, \quad (2.3)$$

avec $K = 0.5 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$. Une valeur confirmée théoriquement par Karlsson et Quintiere [15]. Rockett [16] a estimé que cette constante K dépend de la température atteinte dans le compartiment. Il a trouvé que cette constante varie entre $K = 0.4 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$ et $K = 0.61 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$. De la même manière Nakaya et al [17] ont estimé une constante entre $K = 0.46 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$ et $K = 0.51 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$. Cette formulation du débit (Eq (2.3)) est pratique, néanmoins il faut toujours garder à l'esprit les hypothèses qui ont permis de l'obtenir.

1. La température des gaz est uniforme.
2. La température des gaz (en Kelvin) est au moins le double de la température ambiante (en kelvins).
3. Le taux de perte en masse du combustible est négligeable.
4. Les échanges sont pilotés par la différence de densité et les gaz sont considérés au repos.

En utilisant l'expression du débit d'air entrant dans le compartiment, Karlsson et Quintiere [15] ont aussi fourni une estimation de la puissance maximale qui peut être développée par l'incendie. Cette puissance peut être exprimée comme suit :

$$\dot{Q}_{in}^{max} = 0.23 \times \Delta H_{CO_2} \times \dot{m}_{in} \text{ (kW)}, \quad (2.4)$$

où 0.23 est la fraction massique d'oxygène dans l'air, \dot{m}_{in} est le débit d'air donné par Eq (2.3) avec $K = 0.5 \text{ (kg/s/m}^{5/2}\text{)}$ et ΔH_{CO_2} la chaleur de combustion par masse d'oxygène consommé (13.1 MJ/kg). Cette valeur a été recommandée par Huggett [18] sur la base d'une étude expérimentale portant sur une large gamme de combustibles, notamment liquides, organiques et des polymères synthétiques. Cette valeur de 13.1

MJ/kg présente une incertitude de $\pm 5\%$. Ainsi en considérant que la totalité de l'oxygène entrant dans le compartiment est consommée durant la réaction de combustion, la puissance maximale est donnée en fonction du facteur de ventilation

$$\dot{Q}_{in}^{max} = 1500 \times A\sqrt{H} \text{ (kW)}. \quad (2.5)$$

La relation $\dot{m}_{in} = K \times A\sqrt{H}$ n'a pas toujours fait l'unanimité, HARMATHY [19] a exprimé des doutes sur la validité des hypothèses qui ont permis d'établir ces corrélations, notamment le couplage entre le taux de combustion et le débit de ventilation. Pour l'auteur, l'effet de la ventilation ne se résume pas à l'apport d'oxygène, mais aussi à un problème de mélange entre le comburant et le combustible gazeux. L'auteur [20] a également introduit un nouveau paramètre de ventilation $\rho\sqrt{g}A\sqrt{H}$ pour la description des différents régimes de combustion (contrôlée par la ventilation ou contrôlée par la surface du combustible).

Comme nous l'avons évoqué précédemment, une des hypothèses que permet d'établir la relation entre le débit d'air et le facteur de ventilation (Eq (2.3)) est que le taux de perte de masse du combustible est négligeable. Ce postulat est raisonnable dans le cas d'un combustible liquide ou carbonneux tel que le bois. Mais pour prendre en compte la contribution du MLR, Delichatsios et al [21] ont démontré que le débit massique d'entrée peut être exprimé comme

$$\dot{m}_{in} = 0.5 \times A\sqrt{H} - 0.53 \times \dot{m}_f. \quad (2.6)$$

Cette formulation montre la complexité et le couplage important entre les conditions de ventilation et la perte de masse. Afin de réduire cette interdépendance, l'approche la plus simple consiste à utiliser un brûleur à gaz. Bøhm et Rasmussen [22] ont montré que lors d'un feu de compartiment impliquant un brûleur à gaz, la combustion se décompose en deux parties. Une partie à l'intérieur de l'enceinte et le reste à l'extérieur. Snegirev et al [23] ont mené une étude expérimentale à petite échelle sur des incendies de compartiment en utilisant un brûleur au propane comme source de feu. Trois régimes de combustion ont été observés :

1. Le régime bien ventilé pour lequel la combustion se produit uniquement à l'intérieur du compartiment.
2. Apparition de flammes à l'extérieur de l'enceinte.
3. Une combustion à l'extérieur du compartiment seulement.

Un comportement similaire a également été rapporté par Lock et al [24] lors d'une étude expérimentale à échelle réelle. En plus de ces régimes Chamchine et al [25] ont observé que pour un même MLR, la transition entre le régime bien-ventilé et le régime sous-ventilé pour un combustible liquide s'est produit plus tard que dans le cas d'un brûleur à gaz. Sjöström et al [26] ont réalisé quatre séries d'essais qui ont eu pour but de tester l'influence de différents matériaux (béton, acier, acier isolé de l'intérieur et acier isolé de l'extérieur) sur l'évolution des différentes grandeurs. Les auteurs ont constaté que le temps nécessaire pour atteindre un état stationnaire en termes de température dans le compartiment diffère en fonction du matériau. En effet, dans le cas de l'acier isolé par l'intérieur on note que cet état est obtenu en quelques minutes (15min), alors que dans le cas du béton et de l'acier isolé par l'extérieur une trentaine

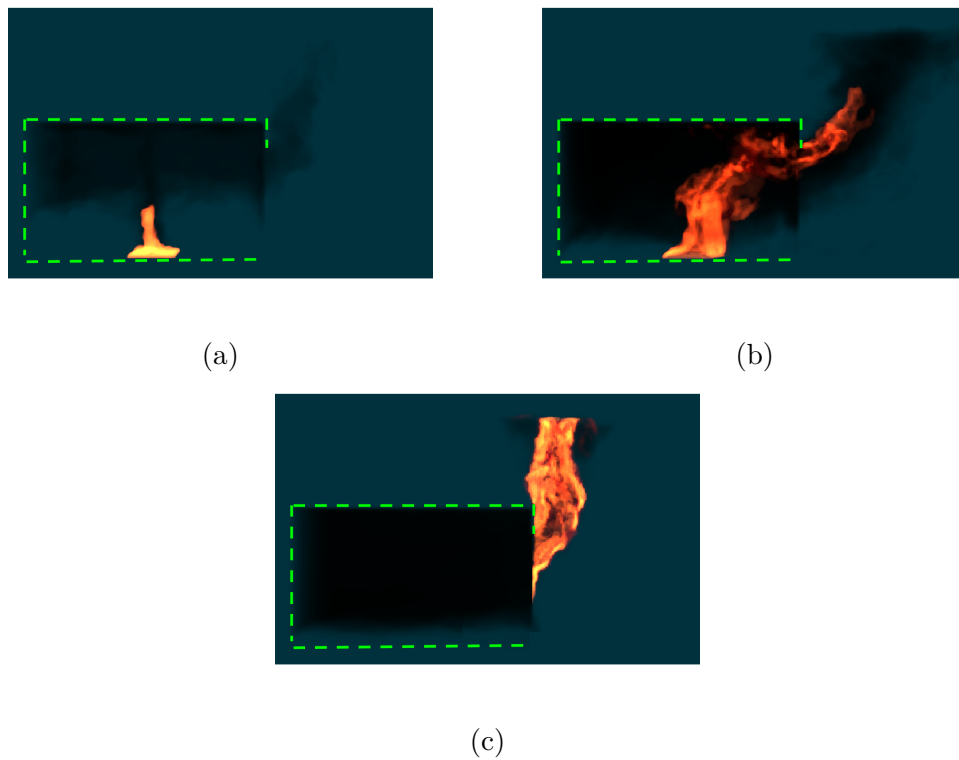


FIGURE 2.3 – Illustration des régimes de combustion observés lors d'un feu de compartiment (le compartiment est indiqué délimité par la ligne pointillée) avec un brûleur à gaz. (a) Combustion uniquement à l'intérieur du compartiment, (b) combustion à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte et (c) combustion uniquement à l'extérieur du compartiment.

de minutes est nécessaire pour aboutir à un état stationnaire. Concernant l'impact de la position du foyer, les auteurs ont constaté que cette dernière n'a pas d'effet majeur sur la variation globale dans l'enceinte, son impact est plutôt local (température élevée au niveau du mur arrière). Ces expériences illustrent également l'effet de l'humidité. Les températures enregistrées dans le cas du béton humide sont inférieures à celle du béton sec. Cette différence n'est enregistrée que pendant la première phase.

Comme mentionné ci-dessus, dans le cas d'un incendie de compartiment, nous pouvons observer trois régimes différents. Deux d'entre eux sont caractérisés par le fait qu'une partie ou la totalité de la combustion a lieu à l'extérieur. Du point de vue de la sécurité incendie, connaître la puissance libérée à l'intérieur et/ou à l'extérieur est une question importante afin de dimensionner correctement les structures et les systèmes de sécurité. Dans le cas d'un feu limité par le combustible, sur la base de la conservation de l'énergie, McCaffrey, Quintiere et Harkleroad [27] ont proposé une corrélation entre la température de la couche supérieure lors d'un feu dans un compartiment et la puissance dégagée à l'intérieur de ce dernier. Cette relation s'exprime

$$\Delta T = 6.85 \left(\frac{\dot{Q}^2}{A\sqrt{H}h_k A_T} \right)^{1/3}, \quad (2.7)$$

où $\Delta T = T - T_0$ est le déficit de température, T est la température de la couche supérieure et T_0 est la température ambiante, \dot{Q} est la puissance (kW), $A\sqrt{H}$ est le facteur de ventilation ($m^{5/2}$), A_T est la surface totale des parois (m^2) et h_k est un coefficient de transfert thermique effectif ($kW/m^2.K$) qui dépend de la durée d'exposition. Le coefficient de transfert de chaleur effectif de McCaffrey et al [27] est défini comme suit :

$$\begin{aligned} h_k &= \sqrt{\frac{k\rho c}{t}} & \text{si } t < t_p \\ h_k &= \frac{k}{\delta} & \text{si } t > t_p, \end{aligned} \quad (2.8)$$

où le temps de pénétration thermique est défini par $t_p = \delta^2 \rho c / 4k$, avec ρ la masse volumique (kg/m^3), k la conductivité thermique ($kW/m.K$) et δ l'épaisseur des parois du compartiment (m).

De nombreux chercheurs se sont intéressés aux caractéristiques des flammes extérieures, car celles-ci représentent un risque supplémentaire de propagation, en particulier lorsque des matériaux isolants combustibles sont installés sur la façade du bâtiment. En 1960 Yokoi [28] propose une corrélation entre le panache des gaz chauds sortant et la puissance de la source

$$\Theta = \Delta T r_0^{5/3} \left(\frac{\dot{Q}^2 T_0}{C_p^2 \rho^2 g} \right)^{-1/3}, \quad (2.9)$$

où Θ est la température des gaz sortant, r_0 est le rayon équivalent de l'ouverture, ΔT l'augmentation de la température le long de l'axe du jet, T_0 est la température ambiante, C_p et ρ sont respectivement la chaleur spécifique et la masse volumique des gaz sortant et g est l'accélération due à la gravité.

Seigel [29] a réalisé une étude expérimentale pour étudier les caractéristiques et les dimensions des flammes sortantes lors d'un feu de bâtiment. Dans ce travail, la zone de

flamme correspond à une température de 537 °C. A la base de ces expériences, Seigel propose une corrélation entre la hauteur des flammes externes (Z) et le ratio entre la charge calorifique et la surface de l'ouvrant,

$$Z = 0.048 \left(\frac{LA_f}{\sqrt{A_0}} \right), \quad (2.10)$$

avec L masse de combustible par surface au sol (kg/m^2), A_0 et A_f respectivement la surface de l'ouvrant et du sol du compartiment.

Plus récemment, Lee et al [30] ont proposé une corrélation entre la hauteur de la flamme et sa puissance, cette dernière étant définie comme la différence entre la puissance totale du foyer et la puissance à l'intérieur du compartiment donnée par l'équation Eq (2.5). En supposant que tout l'oxygène est consommé pendant la réaction de combustion. L'expression de cette relation dépend de la puissance de la flamme sortante

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ext} &= \dot{Q} - \dot{Q}_{in} = \dot{Q} - 1500A\sqrt{H}, \\ \frac{Z}{A\sqrt{H}} &= \left(\dot{Q}_{ext}^* \right)^{2/3} = \left(\frac{\dot{Q}_{ext}}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H}} \right)^{2/3} \quad \text{si} \quad \dot{Q}_{ext}^* < 1.3, \\ \frac{Z}{A\sqrt{H}} &= \left(\dot{Q}_{ext}^* \right)^{2/5} = \left(\frac{\dot{Q}_{ext}}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H}} \right)^{2/5} \quad \text{si} \quad \dot{Q}_{ext}^* \geq 1.3, \end{aligned} \quad (2.11)$$

Cette relation a été confirmée par Lu et al [31], Sun et al [32], Fei et al [33]. Il faut noter que cette relation est valable une fois que l'état stationnaire est atteint. Pour prendre en compte la phase transitoire Goble [34] a proposé une modification de cette formule en prenant en compte la température du compartiment T_{comp}

$$\begin{aligned} \frac{Z}{A\sqrt{H}} &= 5.8 \times \left(\dot{Q}_{ext}^{**} \right)^{2/3} = 5.8 \times \left(\frac{\dot{Q}_{ext}}{\rho_0 C_p T_{comp} \sqrt{g} A \sqrt{H}} \right)^{2/3} \quad \text{si} \quad \dot{Q}_{ext}^{**} < 0.5, \\ \frac{Z}{A\sqrt{H}} &= 3.5 \times \left(\dot{Q}_{ext}^{**} \right)^{2/5} = 3.5 \times \left(\frac{\dot{Q}_{ext}}{\rho_0 C_p T_{comp} \sqrt{g} A \sqrt{H}} \right)^{2/5} \quad \text{si} \quad \dot{Q}_{ext}^{**} \geq 0.5, \end{aligned} \quad (2.12)$$

La méthode la plus courante pour déterminer la hauteur de la flamme est le traitement d'image. Les étapes essentielles pour le traitement peuvent se résumer par les étapes qui suivent. Tout d'abord, le choix des équipements et de leurs réglages doit être adapté au phénomène étudié. Le réglage le plus important de l'appareil photo est le temps d'intégration ou d'exposition. Si celui-ci est choisi de telle sorte que l'image ne soit pas surexposée ou trop sous-exposée, alors la forme de la flamme sera inchangée. Dans certains cas, l'image peut nécessiter une amélioration et un filtrage (par exemple, la suppression du bruit) afin qu'elle soit adaptée à une analyse plus approfondie. Cette étape dépend du filtre et peut dépendre fortement de la perception de l'utilisateur d'une bonne image. L'étape suivante est la segmentation qui consiste à isoler les différents composants d'une image. La méthode la plus courante est le seuillage, qui consiste à séparer les différents pixels en fonction de leur niveau RGB (par exemple,

en transformant l'image en une image en noir et blanc). La dernière étape est l'extraction de l'information désirée. Notez que chaque étape est sensible et doit être réalisée avec beaucoup de précautions comme tout type de mesure. Un exemple de traitement d'image est présenté ci-dessous [Figure 2.4](#). Cette méthode sera utilisée par la suite dans le traitement des images enregistrées pendant les essais.

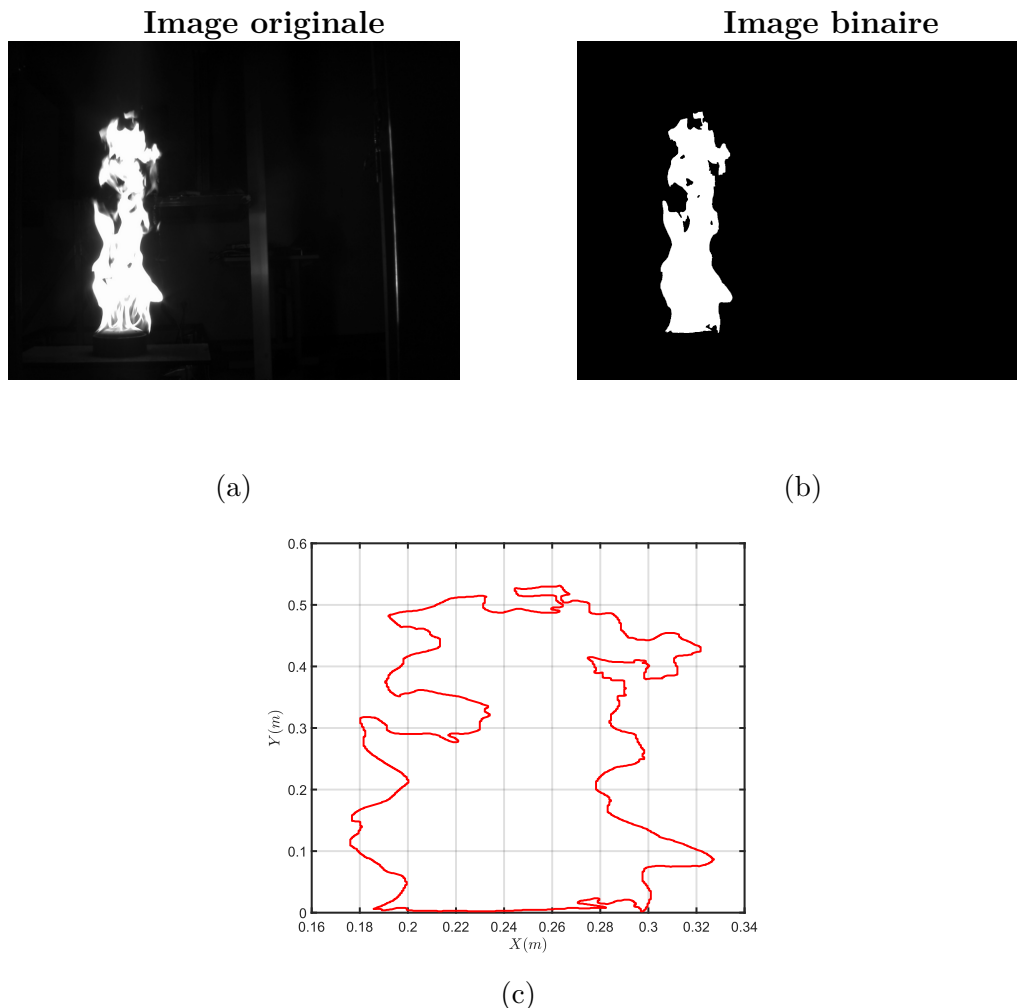


FIGURE 2.4 – Illustration du processus de traitement d'image, (a) montre l'image originale, dans ce cas une caméra visible a été utilisée, (b) le résultat de la transformation de l'image (a) en image binaire, (c) l'extraction du contour de la flamme.

2.3 Modélisation des feux

La modélisation des incendies a commencé par des modèles semi-empiriques et elle a évolué proportionnellement à l'évolution des moyens informatiques. Aujourd'hui, il existe un certain nombre de modèles et de logiciels de simulation qui permettent de simuler des incendies avec une certaine fidélité. Cette partie sera consacrée à une

présentation des outils de modélisation avec un focus sur les outils qui seront utilisés dans la suite de ce travail.

2.3.1 Courbes conventionnelles température-temps

Ces courbes établies analytiquement donnent une représentation typique de l'évolution de la température moyenne dans un compartiment en situation d'incendie. Ces courbes de température sont reproduites dans des fours régulés dans le but de tester les matériaux retardants ou résistants au feu. Il existe plusieurs courbes d'évolution comme l'illustre la figure ci-dessous [Figure 2.5](#).

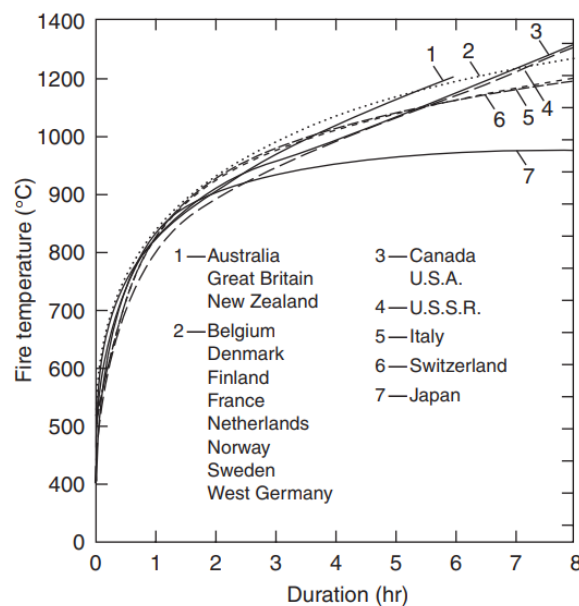


FIGURE 2.5 – Courbes Température-temps utilisées dans différents pays (adapté du SFPE handbook of fire protection engineering [2])

L'expression la plus courante est celle de la norme ISO-834 donnée par l'équation suivante :

$$\Theta_g = 20 + 345 \times \log(8t + 1) \quad (2.13)$$

Où Θ_g est la température moyenne des gaz contenus dans le local en degrés Celsius et t désigne le temps en minutes. Pour les feux d'hydrocarbures, il existe une courbe spécifique dite « courbe hydrocarbure majorée » (HCM) dont l'équation est

$$\Theta_g = 20 + 1280 \times (1 - 0.325e^{-0.167t} - 0.675e^{-2.5t}) \quad (2.14)$$

Dans l'Eurocode [35] il existe aussi des modèles dits paramétriques. Cette approche est comparable à celle qui a permis la mise en place des courbes température/temps décrites précédemment. Ces modèles paramétriques ont permis de mieux prendre en compte certains phénomènes physiques. Par exemple pour un local ayant une surface de plancher inférieure ou égale à 500 m^2 , sans ouverture dans le toit et une hauteur maximale de 4 m, selon l'Eurocode [35] la courbe Température/temps est donnée par

l'équation :

$$\Theta_g = 20 + 1325 \left(-0.324e^{-0.2t^*} - 0.204e^{-1.7t^*} - 0.472e^{-19t^*} \right) \quad (2.15)$$

Avec : Θ_g la température des gaz dans le compartiment ($^{\circ}C$), $t^* = t \cdot \Gamma(h)$, t le temps et $\Gamma = \left[3.44 * \frac{10^{-5} * O}{b} \right]^2$ où $O = \frac{A_w \sqrt{H}}{A_t}$ est le facteur de ventilation du compartiment et $b = \sqrt{\rho C_p \lambda}$ est l'effusivité.

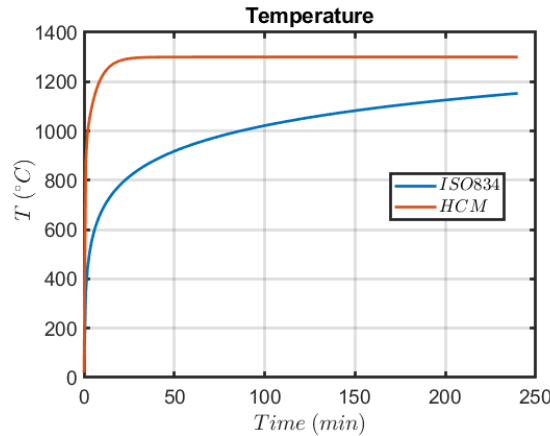


FIGURE 2.6 – Courbes Température-temps ISO834 et HCM

2.3.2 Modèle à une zone (0D)

Le modèle à une zone « réacteur bien mélangé » est une représentation mathématique de la variation des différentes grandeurs caractéristiques d'un feu dans un local. On considère un feu dans une enceinte comprenant un volume de gaz défini comme le volume de contrôle (VC). Il est caractérisé par sa concentration en oxygène, sa pression et sa température. Seules les variations temporelles de ces variables sont considérées.

Pour décrire cette approche globale, on se base sur les équations de conservation notamment de la masse et de l'énergie [15] avec les hypothèses suivantes :

1. Réacteur bien mélangé « well stirred reactor »
2. Les gaz dans le compartiment sont considérés comme des gaz parfaits
3. Seules les variations temporelles sont considérées
4. Les écoulements à l'ouverture sont régis par la différence de pression donc :
 - ▶ $P_{out} = P_0 - \rho_0 g H$
 - ▶ $P_{in} = P_0 - \rho g H - P$ où P est l'écart de pression entre l'intérieur et l'extérieur

Formulation

1. Conservation de la masse :

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_f - \dot{m}_{out}, \quad (2.16)$$

avec :

- \dot{m}_{in} et \dot{m}_{out} sont les débits massiques entrant et sortant du compartiment au travers de l'ouvrant.
- \dot{m}_f est le débit massique du combustible (MLR)

2. Conservation de la masse d'oxygène :

$$\frac{d(mY_{O_2})}{dt} = Y_{O_2}^0 \dot{m}_{in} - r \dot{m}_f - Y_{O_2} \dot{m}_{out}, \quad (2.17)$$

avec :

- Y_{O_2} : la fraction massique d'oxygène ($Y_{O_2}^0$ est la fraction massique d'oxygène dans l'air libre (23%).)
- $Y_{O_2}^0 \dot{m}_{in}$ et $Y_{O_2} \dot{m}_{out}$: représentent les flux d'oxygène entrant et sortant du volume de contrôle.
- $r = \frac{m_{O_2}}{m_f}$: est le coefficient stœchiométrique.
- $r \dot{m}_f$: est le flux d'oxygène consommé par la réaction de combustion.

3. Conservation de l'énergie :

$$\frac{d(mC_v T)}{dt} = \dot{m}_{in} C_p T_0 + \dot{m}_f \Delta H_c - \dot{m}_{out} C_p T - \dot{Q}_{perte} \quad (2.18)$$

Avec :

- \dot{Q}_{perte} : les pertes aux parois et par rayonnement qu'on peut écrire sous la forme $\dot{Q}_{perte} = hS(T - T_0) + 0.4 \times \dot{Q}$, h est le coefficient d'échange convectif et S la surface des parois.
- ΔH_c la chaleur de combustion et $\dot{m}_f \Delta H_c$ l'énergie produite lors de la combustion.

En tenant compte de l'hypothèse des gaz parfaits :

$$\frac{d(mC_v T)}{dt} = \frac{V}{\gamma - 1} \frac{dP}{dt} \quad (2.19)$$

où V est le volume du compartiment, $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$.

4. Débit massique :

Les débits au niveau de l'ouverture sont régis par la différence de pression (hypothèse 4) entre l'intérieur et l'extérieur du compartiment. Cette dernière est due à la différence de température générée par le feu. En supposant que la température dans le local est supérieure à la température extérieure, le principe de Bernoulli permet d'exprimer les débits massiques entrant et sortant qui sont donnés par les expressions [36] :

- $H_n \leq H_{min}$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{in} &= 0 \\ \dot{m}_{out} &= \frac{2}{3} C_d W \sqrt{2g\rho_0} \frac{T_0}{T} \sqrt{\frac{T}{T_0} - 1} \times [(H_{max} - H_n)^{3/2} - (H_{min} - H_n)^{3/2}] \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$— H_{min} \leq H_n \leq H_{max}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{in} &= \frac{2}{3} C_d W \sqrt{2g\rho_0} \sqrt{1 - \frac{T_0}{T}} \times (H_n - H_{min})^{3/2} \\ \dot{m}_{out} &= \frac{2}{3} C_d W \sqrt{2g\rho_0} \frac{T_0}{T} \sqrt{\frac{T}{T_0} - 1} \times (H_{max} - H_n)^{3/2} \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$— H_n \geq H_{max}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{in} &= \frac{2}{3} C_d W \sqrt{2g\rho_0} \sqrt{1 - \frac{T_0}{T} - 1} \times [(H_n - H_{min})^{3/2} - (H_n - H_{max})^{3/2}] \\ \dot{m}_{out} &= 0 \end{aligned} \quad (2.22)$$

Cette formulation des débits impose l'existence d'un plan neutre comme le montre la [Figure 2.8](#) la hauteur (H_n) de ce plan neutre, ce dernier est caractérisé par l'égalité des débits massiques entrant et sortant :

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_f \Rightarrow \frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}} = 1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{in}} \quad (2.23)$$

En remplaçant \dot{m}_{in} et \dot{m}_{out} par leur expression on aura :

$$H_n = \frac{\left[\left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{in}}\right) \sqrt{\frac{T}{T_0}} \right]^{2/3} H_{min} + H_{max}}{1 + \left[\left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{in}}\right) \sqrt{\frac{T}{T_0}} \right]^{2/3}} \quad (2.24)$$

La hauteur du plan neutre, ainsi que les débits massiques à travers l'ouverture peuvent être exprimés à l'aide de la richesse $\Phi = r \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{in}}$ (pour $\Phi \geq 1$ on a un régime sous-ventilé et si $\Phi \leq 1$ le régime est bien-ventilé) et $r = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_f}$: le coefficient stœchiométrique de la réaction.

Donc :

$$H_n = \frac{\left[\left(1 + \frac{\Phi}{r}\right) \sqrt{\frac{T}{T_0}} \right]^{2/3} H_{min} + H_{max}}{1 + \left[\left(1 + \frac{\Phi}{r}\right) \sqrt{\frac{T}{T_0}} \right]^{2/3}} \quad (2.25)$$

Le système d'équation peut être résolu à l'aide d'une méthode Runge-Kutta programmable sous MATLAB par exemple.

Résultats typiques

La [Figure 2.7](#) représente la variation des variables clés que sont la température, la fraction massique d'oxygène et les débits massiques à l'entrée et à la sortie du compartiment pour différentes puissances. Comme on peut s'y attendre, lorsque la puissance du four augmente, on observe des niveaux de température plus élevés à l'intérieur du

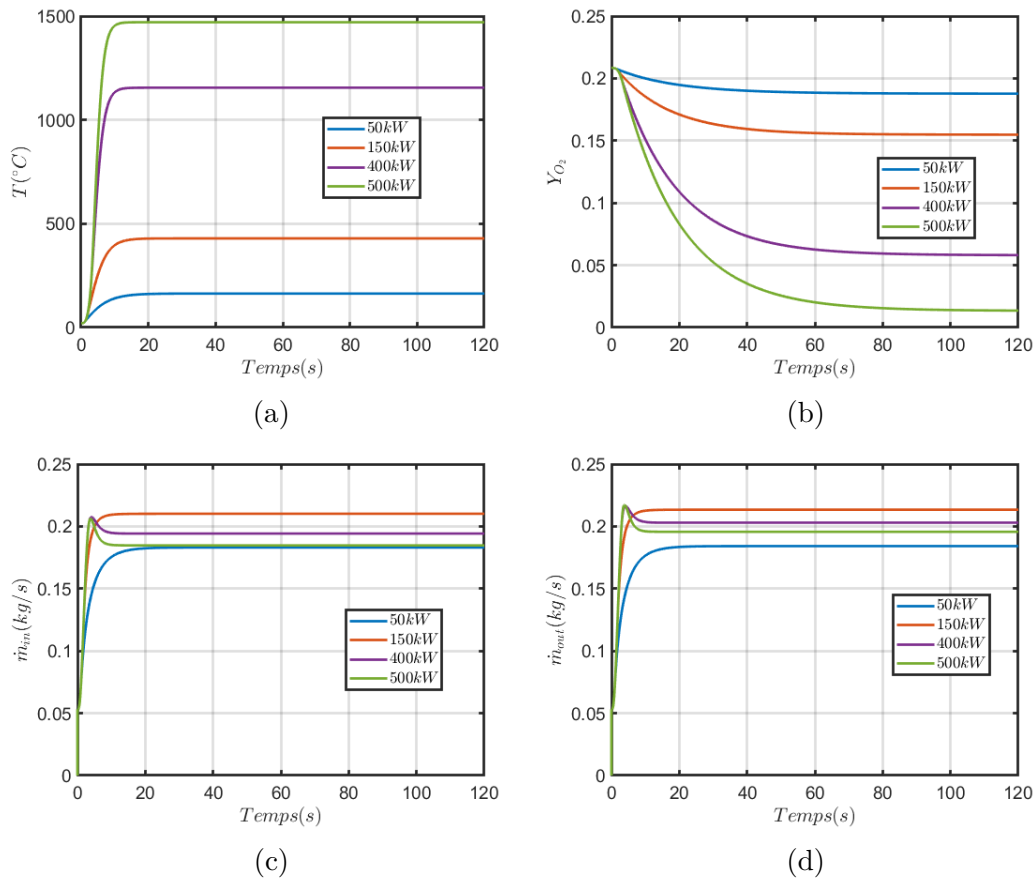


FIGURE 2.7 – Variation temporelle de la température (a) des gaz, de la fraction massique d’oxygène (b) et des débits massiques d’admission(c) et d’extraction(d)

compartiment. En revanche, la concentration d’oxygène diminue. Concernant les débits entrant et sortant, on constate que ces derniers augmentent initialement avec la puissance, cependant ils stagnent à une valeur maximale de $\dot{m}_{in} = 0.5 \times A\sqrt{H}$.

Il s’agit d’une approche simplifiée qui peut être utilisée pour obtenir une estimation rapide et globale des niveaux de température, de la concentration en oxygène et des débits d’entrée et de sortie. Cependant, ces modèles utilisent des volumes de contrôle beaucoup plus grands (le compartiment entier), et par conséquent, de nombreux processus physiques ne sont pas modélisés. Afin d’améliorer la modélisation, une autre variante de ce modèle a été développée, à savoir les modèles à zones.

2.3.3 Modèles à zones

Dans cette modélisation, le domaine est découpé en deux couches (zone chaude et zone froide) au sein desquelles on considère que les grandeurs caractéristiques sont homogènes. Des modèles physiques et de chimie individuelle constituent le modèle couplé aux équations de conservation de la masse, des espèces et de l’énergie pour chacune des couches ainsi que des corrélations empiriques pour décrire l’absorption des gaz de la couche inférieure dans la couche supérieure plus chaude. Parmi les codes à zones les plus utilisés on trouve CFAST, MAGIC, SYLVIA, HARVARD ...

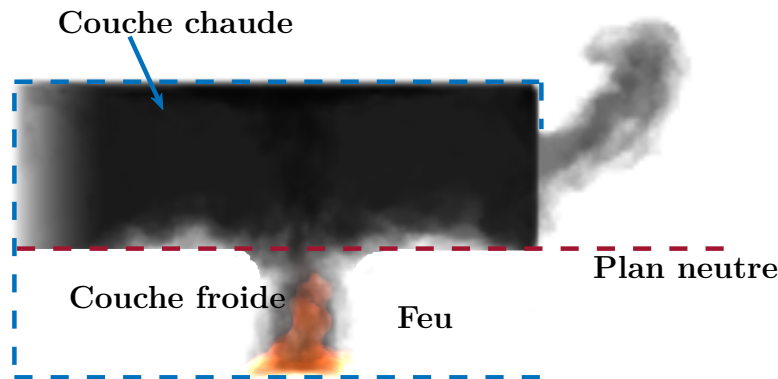


FIGURE 2.8 – Illustration de la configuration à deux zones.

Ces modèles ont atteint un certain degré de maturité. Cependant, certains phénomènes ne sont pas pris en compte dans ces modèles, notamment les flammes extérieures dans le cas d’un feu sous-ventilé, et les écoulements sous le plafond sont également négligés [37]. En général, ces codes sont utilisés comme un outil de pré-étude.

2.3.4 Modèles CFD

Fire Dynamics Simulator (FDS)

FDS (Fire Dynamics Simulator) [38,39] est un code à champs développé par le NIST (National Institute of Standards and Technology) largement utilisé dans le domaine de la sécurité incendie. Comme pour tous les modèles CFD, dans FDS le domaine de calcul est divisé en mailles (petit volume de contrôle parallélépipédique) pour lesquelles les équations de la mécanique des fluides (Navier-Stokes) à faible nombre de Mach sont résolues. Ci-dessous on propose une brève description des différents modèles inclus dans FDS qui jouent un rôle important pour cette thèse. Pour une description détaillée, le lecteur peut se référer aux guides de référence [38,39].

1. Modèle de combustion

Dans FDS, la combustion est censée être infiniment rapide sur la base du modèle dit « mixed is burnt ». Ce dernier suppose que la réaction entre le combustible et l’oxygène est instantanée et que ces deux éléments ne peuvent coexister [38]. Par conséquent, la puissance sera limitée par l’espèce la moins présente (combustible ou oxygène). Le taux de réaction \bar{w}_f peut être déterminé de la manière suivante

$$\bar{w}_f = \rho \frac{\min(\tilde{Y}_f, \tilde{Y}_o/r)}{\tau_{mix}}, \quad (2.26)$$

où \tilde{Y}_f et \tilde{Y}_o sont respectivement la fraction massique du combustible et de l’oxygène, r est le facteur stœchiométrique de la réaction, enfin τ_{mix} est l’échelle ca-

ractéristique du temps de mélange prenant en compte les temps caractéristiques de la chimie, de la diffusion, de la flamme, de la turbulence et de l'accélération gravitationnelle.

L'extinction des flammes est un autre aspect très important dans l'étude des feux. Pour traiter ces phénomènes, FDS dispose de deux modèles d'extinction. Le premier modèle est basé sur la concentration en oxygène, en utilisant le principe de conservation de l'énergie

$$\dot{Q} = m\overline{C}_p(T_{CFL} - T), \quad (2.27)$$

et sachant que

$$\dot{Q} = mY_{O_2} \left(\frac{\Delta H}{r} \right), \quad (2.28)$$

ainsi en combinant les Eq (2.27) et Eq (2.28) on peut déduire la concentration d'oxygène nécessaire pour assurer la réaction de combustion ($Y_{O_2}^{lim}$)

$$Y_{O_2}^{lim} = \frac{\overline{C}_p(T_{CFL} - T)}{(\Delta H/s)}, \quad (2.29)$$

où T_{CFL} et T sont respectivement la température critique de flamme (environ 1700 K) et la température de l'environnement, \overline{C}_p est la chaleur spécifique (environ 1.1 (kJ/kg/K), ΔH est la chaleur de combustion du combustible, le rapport $(\Delta H/s)$ est constant (environ 13100 (kJ/kg) selon [18]). Ce modèle peut-être résumé par la Figure 2.9, où la ligne rouge représente la variation de la concentration en oxygène nécessaire à la réaction de combustion en fonction de la température Eq (2.29). Cette courbe divise le domaine en deux parties, la partie supérieure pour laquelle les conditions de température et de concentration en oxygène sont favorables à la réaction de combustion. La seconde partie inférieure où il est impossible d'avoir une combustion.

Le second modèle est basé sur le concept de la température critique de la flamme. En effet, l'extinction se produit si la combustion dans une cellule ne permet pas l'augmentation de température du mélange au-dessus de la température critique de la flamme. Ce critère s'exprime par l'inégalité suivante

$$Z_F^0 h_F(T) + \tilde{\phi} Z_A^0 h_A(T) + \tilde{\phi} Z_P^0 h_P(T) < Z_F^0 h_F(T_{CFT}) + \left[(\tilde{\phi} - 1) Z_P^0 + Z_P \right] h_P(T_{CFT}), \quad (2.30)$$

où T_{CFT} est la température critique de la flamme, T est la température de pré-réaction, Z_F^0 , Z_A^0 et Z_P^0 sont respectivement les fractions massiques du combustible, de l'air et des produits au début et Z_F , Z_A et Z_P la fraction massique des produits et $\tilde{\phi}$ est un rapport d'équivalence modifié, défini de la manière suivante

$$\tilde{\phi} = \frac{Z_A^0 - Z_A}{Z_A^0}. \quad (2.31)$$

Dans ce modèle l'excès de combustible sera traité comme un diluant mais pas l'excès d'air. En d'autres termes, la combustion serait possible dans une cellule

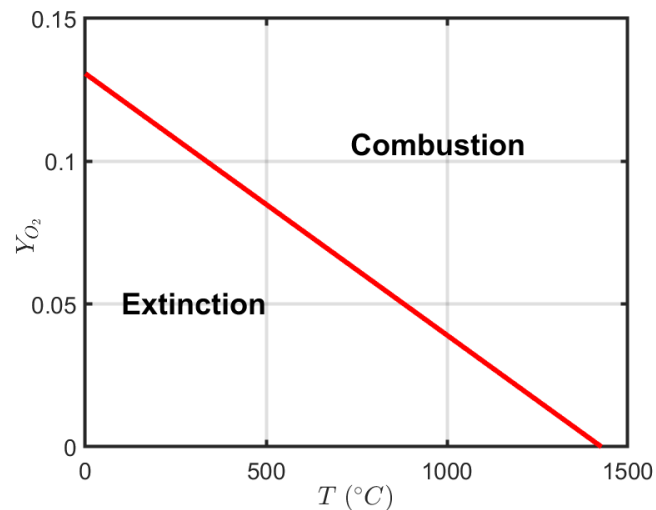


FIGURE 2.9 – Corrélation entre la température et la concentration d’oxygène nécessaires à la réaction de combustion

avec une petite quantité de combustible et un excès d’air mais pas dans une cellule avec une petite quantité d’air et un excès de combustible. Cela semble raisonnable dans le cas d’un incendie de compartiment.

2. Modèle de turbulence

Il existe plusieurs approches pour modéliser la turbulence, les plus connues et utilisées sont : RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes), LES (Large Eddy Simulation) et DNS (Direct Numerical Solution). Le choix de la méthode dépend du degré de détail requis. L’approche RANS est généralement utilisée pour les écoulements en régime permanent, cette méthode est basée sur le principe de décomposition des grandeurs en valeurs moyennes et en fluctuations, ce qui permet la bonne modélisation de l’écoulement moyen et toutes les autres structures turbulentes sont prédites. Avec la LES (Large Eddy Simulation), seules les grandes structures turbulentes sont résolues et les petites structures sont modélisées. Cette méthode dépend fortement de la taille du maillage utilisé. Enfin, la DNS est une méthode qui permet la résolution complète des équations de Navier-Stokes, ainsi toutes les structures sont prises en compte, rien n’est modélisé. Par conséquent, les temps de calcul sont très longs. La LES est couramment utilisée, avec un modèle de sous-maille pour la prédiction des plus petites structures turbulentes (le modèle par défaut de FDS est le modèle de Deardorff).

3. Modèle de rayonnement

Dans FDS le transfert radiatif est modélisé par une méthode de volumes finis (FVM) [40] [41]. Cette méthode consiste à diviser toutes les directions possibles en un certain nombre d’angles solides (100 angles par défaut avec FDS), puis l’équation de transfert radiatif est résolue pour toutes les cellules et dans toutes les directions. On suppose également que le milieu est non-diffusant et que le gaz se comporte comme un corps gris. C’est-à-dire qu’on ne considère pas les variations spectrales du coefficient d’absorption, ce qui est une hypothèse

simplificatrice, puisque le coefficient d'absorption dépend normalement de la longueur d'onde du rayonnement. Cette hypothèse est un bon compromis entre précision et coût de calcul. Malgré ces simplifications, le temps nécessaire à la résolution de l'équation de transfert radiatif reste élevé, il représente environ 20% du temps de calcul.

FireFOAM

FireFOAM est un code CFD basé sur OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) développé par FM Global depuis 2009. Comme FDS, FireFOAM est conçu pour simuler des écoulements réactifs tels que les incendies. Contrairement à FDS où le maillage doit être régulier (hexaédrique), FireFOAM peut utiliser un maillage irrégulier (tétraédrique) avec la possibilité de raffinement local. La mise en place d'une simulation OpenFOAM nécessite trois étapes principales :

1. Mise en place du maillage : cette étape dépend de l'utilisateur, il est possible d'utiliser l'outil par défaut (BlockMesh) où l'utilisateur doit définir chaque face de la géométrie. Une autre possibilité est d'importer le maillage d'un autre logiciel de maillage (par exemple SALOME) ou d'un fichier type STL.
2. La simulation : pour cette partie, l'utilisateur a le choix entre plusieurs solveurs (FireFoam pour les simulations incendies, reactingFoam pour des simulations de combustion avec des réactions chimiques....)
3. Post-traitement et visualisation : généralement réalisé avec ParaView.

Compte tenu des nombreux solveurs et modèles disponibles sur OpenFOAM, le solveur FireFOAM a été utilisé pour ce travail et la description des modèles utilisés est présentée ci-dessous.

1. Modèle de combustion

Le modèle de combustion utilisé est similaire à celui disponible sur FDS. Là aussi la combustion est supposée infiniment rapide, le taux de réaction est donné par :

$$\bar{w}_f = \rho \frac{\min(\tilde{Y}_f, \tilde{Y}_o/r)}{\tau_{mix}}, \quad (2.32)$$

où \tilde{Y}_f et \tilde{Y}_o sont respectivement la fraction massique du combustible et de l'oxygène, r est le facteur stœchiométrique de la réaction. Dans cette représentation τ_{mix} est l'échelle caractéristique de la réaction prenant en compte uniquement les temps caractéristiques du mélange et de la réaction chimique.

2. Modèle de turbulence

En ce qui concerne la turbulence, OpenFOAM offre deux types de modèles, le premier est de type RANS et le second utilise la LES. En ce qui concerne les modèles de sous-maille, plusieurs options sont disponibles en fonction du modèle de turbulence utilisé, par exemple pour les simulations LES on a le choix entre Smagorinsky (modèle Smagorinsky SGS), WALE (Wall-adapting local eddy-viscosity), kEqn (one equation eddy-viscosity model).....

3. Modèle de rayonnement

OpenFOAM dispose de trois modèles différents pour prendre en compte les effets du rayonnement : le modèle P1, la méthode des ordonnées discrètes FV-DOM (Finite Volume Discrete Ordinates Method) et le modèle ViewFactor. Dans le modèle P1, le rayonnement incident est traité comme un scalaire diffusé avec une diffusivité infiniment grande. La méthode des ordonnées discrètes (FV-DOM) est similaire au modèle implémenté dans FDS. Ici également l'équation de transfert radiatif est discrétisée en un certain nombre d'angles solides définis, puis résolue par un schéma type Volumes Finis. Enfin, la méthode ViewFactor est basée sur le principe de conservation entre l'énergie émise et absorbée entre les différents composants du système. Autrement dit, chaque photon émis par une surface est absorbé par une autre surface, et l'énergie radiative reçue est proportionnelle à l'énergie radiative émise. Le facteur de proportionnalité est le facteur de forme.

2.3.5 Études numériques

Aujourd'hui, avec l'augmentation des capacités de calcul numérique et le développement important de la dynamique des fluides numérique (CFD), la simulation numérique devient une alternative intéressante aux études expérimentales. Par exemple, Suard et al [42] ont obtenu un bon accord entre le modèle CFD ISIS et les résultats expérimentaux dans le cas d'un feu d'enceinte à petite échelle. Zhao et al [43] ont étudié les incendies de compartiments sous-ventilés avec des flammes externes à l'aide de Fire Dynamics Simulator (FDS). Ils ont trouvé une relation linéaire entre le facteur de ventilation et le taux de dégagement de chaleur à l'intérieur du compartiment. Cette relation est la suivante : $\dot{Q}_{in} = 1130.7A\sqrt{H}(kW)$. Le coefficient de proportionnalité est différent de celui obtenu théoriquement (1500). Selon Zhao et al, cette différence peut s'expliquer par le fait que l'oxygène entrant dans le compartiment n'est pas complètement utilisé pendant la combustion. Le débit d'air entrant dans le compartiment enregistré numériquement est inférieur au débit théorique ($\dot{m}_{in} = 0.41A\sqrt{H}$ au lieu de $\dot{m}_{in} = 0.5A\sqrt{H}$). Une relation similaire a été trouvée par Asimakopoulou et al [44] avec un coefficient de proportionnalité différent, à savoir $\dot{Q}_{in} = 925A\sqrt{H}(kW)$. Quant à Wang et al [45] ils ont trouvé que la puissance à l'intérieur du compartiment varie entre $\dot{Q}_{in} = 1040A\sqrt{H}(kW)$ et $\dot{Q}_{in} = 1290A\sqrt{H}(kW)$ et le débit d'air varie entre $\dot{m}_{in} = 0.38A\sqrt{H}$ et $\dot{m}_{in} = 0.56A\sqrt{H}$. D'autres aspects liés aux incendies de compartiment ont également été étudiés, Hwang et al [46] ont réalisé des simulations numériques à l'aide de FDS (version 5.1.6) pour étudier l'incendie de compartiment ISO 9705 en grandeur réelle. Ces auteurs ont exploré à la fois les conditions bien ventilées et sous-ventilées. Les résultats numériques ont été comparés à l'étude expérimentale de Lock et al [47]. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux a montré que les prédictions de FDS étaient en bon accord avec les résultats expérimentaux pour la température et les espèces. Pikiokos [48] a étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement à l'ouverture. Dans cette étude, Pikiokos a utilisé FDS (version 6.3.2.) pour simuler l'incendie de compartiment ISO 9705 en grandeur réelle réalisé par Bryant [49–51]. Les profils de température et de vitesse de la porte prédits par FDS ont été comparés aux résultats expérimentaux. En général, un accord

satisfaisant a été trouvé entre les résultats numériques et expérimentaux, avec une erreur de 4.19% pour la température et de 8% à 32% pour la vitesse selon la position considérée. Moinuddin et al [52] ont également réalisé une étude expérimentale et numérique de feux de compartiment à grande échelle dans un compartiment ISO 9705 avec des parois en acier. FDS (version 5.3.1) a été utilisé pour la modélisation numérique. Un accord satisfaisant a été observé entre les températures prédites par FDS et les résultats expérimentaux. Il faut noter que dans certains cas, des températures plus basses ont été prédites, cette différence s'explique par la grande quantité de chaleur qui s'échappe par la porte.

De la même manière, FireFOAM a été aussi comparé à des études expérimentales afin de le valider. Trouvé et Wang [53] ont discuté des aspects généraux des feux de compartiment. Wang et al [54] ont comparé la simulation FireFOAM aux expériences de feu de bac de McCaffrey [55]. Maragkos et Merci [56] ont étudié numériquement des panaches de feu de méthane CH_4 à grande échelle en utilisant FireFoam. Toutes ces études ont montré un bon accord entre les données simulées et expérimentales. Li et al [57] ont comparé les simulations numériques réalisées avec FireFOAM aux données expérimentales. Dans cette étude, plusieurs configurations ont été testées : des expériences de Steckler (Steckler room tests), un tunnel incliné, le remplissage et la vidange. En général, les résultats des simulations sont assez proches des résultats expérimentaux, avec une légère surestimation de la température de flamme. Afin de prendre en compte le phénomène d'extinction de la flamme, Vilfayeau et al [58] ont implémenté un modèle d'extinction basé sur le nombre de Damköhler $Da = (\tau_{mixing}/\tau_{chemical})$, où τ_{mixing} et $\tau_{chemical}$ sont respectivement les échelles caractéristiques de temps du mélange et de la chimie. Ce modèle a été évalué par comparaison avec des résultats expérimentaux (UMD line burner). Un bon accord a été observé.

2.4 Récapitulatif et Objectifs

Les études mentionnées ci-dessus et d'autres ont mis en évidence un aspect très important des incendies de compartiment, à savoir l'existence de plusieurs régimes de combustion. Cependant, il n'existe pas de critère clair pour séparer ces différents régimes. De nombreux auteurs utilisent la relation théorique $\dot{Q}_{in}^{max} = 1500A\sqrt{H}(kW)$ pour distinguer les régimes sous-ventilés des régimes bien ventilés. Toutefois, cette démarcation n'est que théorique, et les hypothèses permettant de l'établir ne sont pas toujours vérifiées. Les études expérimentales s'appuient sur des mesures de température pour déterminer la transition vers le régime sous-ventilé [59] [32]. D'autres auteurs utilisent des critères visuels comme l'apparition de flammes à l'extérieur du compartiment ou des critères quantitatifs comme le début de la production de CO, qui indique un manque d'oxygène. A la difficulté de disposer d'un critère universel pour délimiter ces différents régimes, s'ajoute un second problème fondamental d'un point de vue ingénierie de la sécurité incendie, celui de l'estimation de la puissance libérée à l'intérieur et/ou à l'extérieur d'un compartiment. Même les études numériques ne permettent pas de trancher ces questions, vu que la plupart d'entre elles sont limitées au régime bien ventilé. Ces travaux de thèses ont été initiés à partir de ce constat. Ils ont pour objectifs :

1. D'appréhender expérimentalement les effets de la sous-ventilation sur le déve-

loppement d'un feu de compartiment et la transition entre les différents régimes de combustion.

2. De proposer des techniques expérimentales pour évaluer la proportion de la puissance libérée, soit à l'intérieur, ou à l'intérieur et à l'extérieur, dans le cas d'un feu sous-ventilé.
3. D'évaluer la capacité des codes CFD à simuler l'évolution d'un feu sous-ventilé.

Pour atteindre ces objectifs, deux approches expérimentales ont été adoptées : la première à échelle réduite avec des feux de nappe d'hydrocarbures et la seconde à échelle intermédiaire avec un brûleur à gaz (propane). Le propane a été utilisé dans la deuxième campagne expérimentale parce qu'il nous permet d'une part une maîtrise totale de la puissance et d'autre part de s'affranchir de la rétroaction qui peut exister entre le compartiment et le combustible liquide. De plus, compte tenu de la taille du dispositif, l'utilisation du propane était le seul moyen possible permettant de couvrir les différents régimes de combustion.

Les résultats de ces essais seront présentés et discutés au chapitre 3. Dans le chapitre 4, les résultats de l'étude numérique sous FDS et FireFOAM seront discutés ainsi que la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.

Chapitre 3

Étude expérimentale

Sommaire

3.1 Étude à petite échelle	29
3.1.1 Dispositif expérimental	29
3.1.2 Récapitulatif des essais	30
3.1.3 Résultats et discussion	32
3.1.4 Résumé	56
3.2 Étude à échelle intermédiaire	56
3.2.1 Dispositif expérimental	57
3.2.2 Synthèse des essais	57
3.2.3 Résultats et discussion	59
3.2.4 Résumé	73

3.1 Étude à petite échelle

Cette partie traite du comportement des feux d’heptane dans un compartiment à petite échelle. Différentes tailles de bacs et d’ouvertures ont été testées, afin d’étudier leur influence sur le développement du feu.

3.1.1 Dispositif expérimental

La [Figure 3.1](#) illustre la configuration expérimentale, qui consiste en un compartiment rectangulaire à petite échelle. Les dimensions intérieures de l’enceinte sont les suivantes : Longueur = 0.47 m, largeur = 0.47 m, hauteur = 0.84 m. l’ouverture est en forme de porte d’une largeur de 0.19 m et de hauteur variable de 0 à 0.77 m, ce qui nous a permis de considérer différents facteurs de ventilation ($A\sqrt{H}$) où A est la surface de l’ouverture et H sa hauteur. La structure principale du compartiment (côté extérieur) est constituée de plaques de polycarbonate de 1 cm d’épaisseur avec $\rho = 1200$ (kg/m^3), $k = 0.2$ ($W/m/K$), $C_p = 1440$ ($J/kg/K$), la couche intérieure est constituée de plaques de Fermacell de 1.2 cm d’épaisseur avec $\rho = 1150$ (kg/m^3), $k = 0.32$ ($W/m/K$), $C_p = 1200$ ($J/kg/K$). Le plafond et le plancher sont constitués uniquement de plaques de Fermacell de 1.2 cm d’épaisseur.

Les expériences ont été menées à l'aide de bacs circulaires (Figure 3.2) avec de l'heptane comme combustible. Les bacs sont remplis à ras bord et le fuel est entièrement consommé à la fin de l'expérience (sauf pour certains tests où l'extinction est observée comme on le verra par la suite). Afin de couvrir tous les régimes de combustion, plusieurs diamètres de bac ont été considérés. Le taux de perte de masse a été obtenu en utilisant une balance avec une précision de 0.01 g.

Des mesures de température ont été effectuées à l'intérieur du compartiment et le long du plan de symétrie de la porte à l'aide de thermocouples de type K de 0.5 mm d'épaisseur. Quatre arbres comportant chacun 12 thermocouples ont été utilisés, chacun étant situé dans un coin à une distance de 10 cm des murs. Pour le plan de symétrie de la porte, un arbre avec 32 thermocouples a été utilisé.

La concentration de gaz près du bac a également été mesurée à l'aide d'un analyseur de gaz. Afin de mesurer le flux de chaleur émis par les flammes externes, trois fluxmètres radiatifs ont été placés à l'extérieur du compartiment. La géométrie des flammes externes a été enregistrée à l'aide de deux caméras Lumenera visibles (1376 X 1032 pX^2). Les Figure 3.1c et Figure 3.1d donnent l'emplacement détaillé des différents capteurs.

3.1.2 Récapitulatif des essais

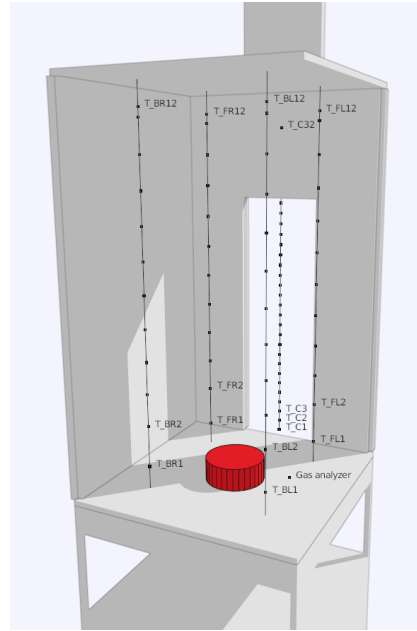
Comme cela a été mentionné précédemment, afin de couvrir les différents régimes de combustion, un grand nombre d'expériences (plus de 50) ont été menées au cours de cette étude, le tableau 3.1 résume les paramètres de l'étude. Tous les bacs ont également été caractérisés à l'air libre en plus des essais en compartiment.

TABLE 3.1 – Résumé des paramètres d'étude, les cercles rouges indiquent les essais de répétabilité

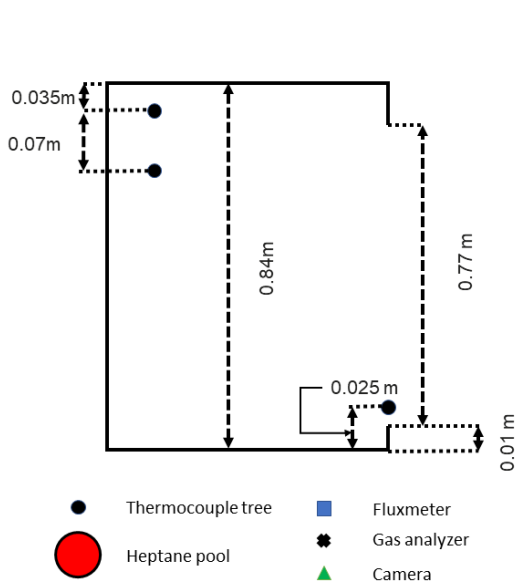
Taille de l'ouverture (m)		Facteur de ventilation $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	Diamètre du bac (cm)
W (m)	H (m)		
0.19	0.77	0.1284	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.695	0.11	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.6	0.088304	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.5	0.0672	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.4	0.0481	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.3	0.0312	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.2	0.017	5, 8, 9, 11, 13, 15
0.19	0.1	0.006	5, 8, 9, 11, 13, 15



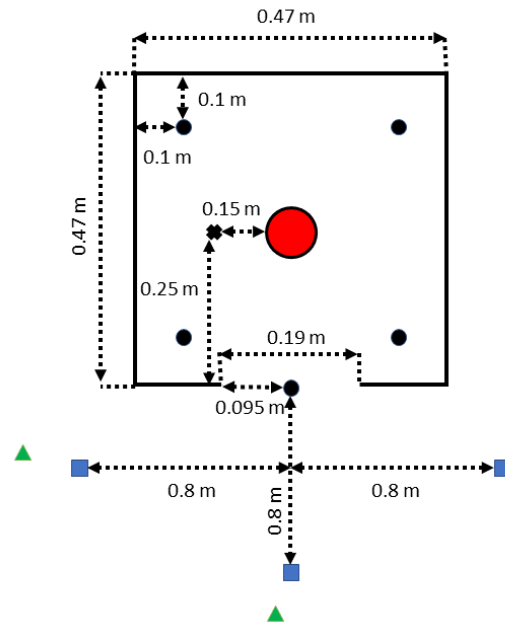
(a)



(b)



(c)



(d)

FIGURE 3.1 – Illustration du dispositif expérimental, (a) photo de l'enceinte réelle, (b) maquette 3D donnant un aperçu de l'emplacement des capteurs, (c) et (d) respectivement vue de profil et vue de dessus avec la position exacte des capteurs.

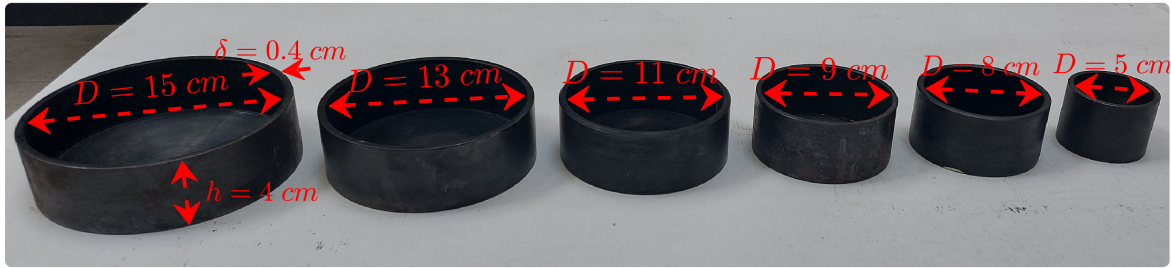


FIGURE 3.2 – Les bacs utilisés lors de cette étude

3.1.3 Résultats et discussion

Essais à l'air libre

La Figure 3.3 illustre l'évolution du taux de perte de masse (MLR) pour différents diamètres de bacs. Le MLR est déduit de la variation de la masse obtenue grâce à la balance

$$\dot{m}_f = \frac{dm}{dt} = \frac{|m_{t+1} - m_t|}{\Delta t}, \quad (3.1)$$

Les courbes ont été lissées en utilisant la méthode Savitzky et Golay [60]. Comme on peut le remarquer, la variation du MLR pour les différents bacs peut être décrite en quatre étapes. La phase de croissance, où la flamme se propage sur toute la surface. Cette phase est très courte pour un feu d'heptane. La deuxième phase est caractérisée par une combustion stable (régime stationnaire). Pour les bacs de taille supérieure ou égale à 11 cm, on observe une troisième phase avec une augmentation très rapide du MLR. Elle est due à l'évaporation rapide de la fine couche de combustible restant dans le bac. Enfin, le MLR diminue jusqu'à épuisement du combustible.

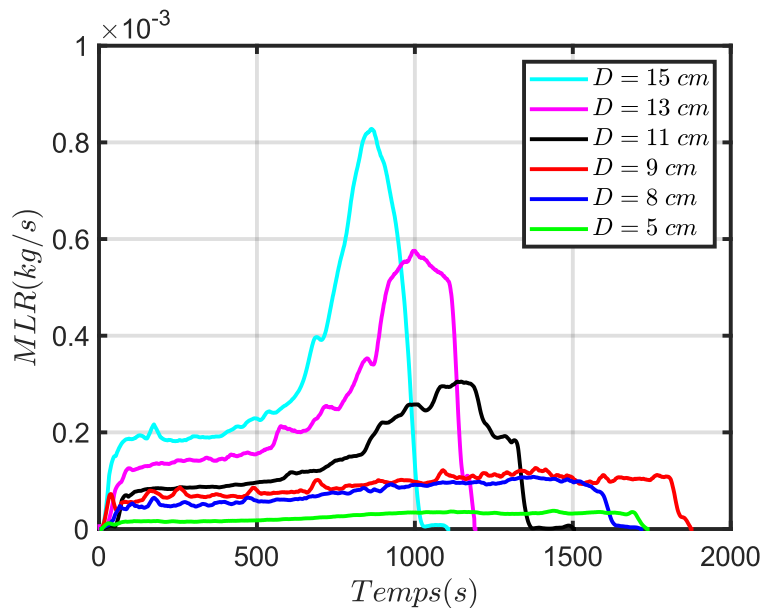


FIGURE 3.3 – Variation du MLR à l'air libre pour les différents diamètres.

Afin d'estimer le taux de perte de masse, Babrauskas [61] a présenté une relation prédictive. Cette formule est basée sur le diamètre du bac D . Cette relation est donnée par

$$\dot{m}'' = \dot{m}''_{f,\infty} [1 - \exp(-k\beta D)], \quad (3.2)$$

où \dot{m}'' et $\dot{m}''_{f,\infty}$ sont respectivement le taux de perte de masse par unité de surface (MLRPUA) et le taux de combustion par unité de surface pour un bac de taille infinie. Pour l'heptane, $\dot{m}''_{f,\infty} = 0.101(\pm 0.009) \text{ kg/m}^2/\text{s}$ et $k\beta = 1.1(\pm 0.3) \text{ m}^{-1}$ [2] [61].

La Figure 3.4 montre une comparaison entre les résultats de Babrauskas et les résultats expérimentaux (phase stationnaire $t < 500\text{s}$). Pour un petit diamètre de bacs, la relation de Babrauskas prédit une augmentation quasi linéaire de \dot{m}''_f avec le diamètre, alors que les résultats expérimentaux montrent que \dot{m}''_f est quasi constant. Ce comportement est différent de ce qui est prédit par Babrauskas. En effet, la relation présentée par Babrauskas Eq (3.2) a été établie pour des bacs d'un diamètre supérieur à 0.2 m. Dans ce cas le transfert de chaleur est dominé par le retour de rayonnement de la flamme sur la surface du combustible. Au contraire, pour les petits diamètres, l'évaporation du combustible est contrôlée principalement par la convection qui est plutôt constante avec le diamètre. Ce qui explique le comportement constant observé ici.

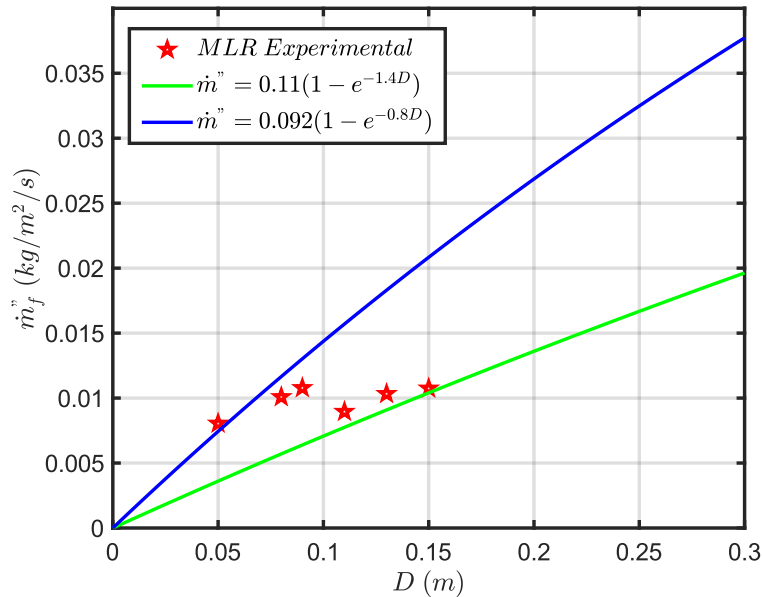


FIGURE 3.4 – Comparaison entre la variation du MLRPUA à l'air libre pour les différents diamètres et la corrélation de Babrauskas.

Répétabilité des essais

Tout d'abord, afin d'assurer la répétabilité des expériences, certaines expériences ont été répétées deux fois ou plus, comme le montre le tableau 3.1. Deux variables, à savoir le MLR et les températures, seront comparées afin d'évaluer le degré de répétabilité des expériences. La Figure 3.5 représente la comparaison entre deux essais

avec un bac de 11 cm et une ouverture de 0.6 m (soit $A\sqrt{H} = 0.088304 \text{ m}^{2/5}$). Comme on peut le constater, les deux essais sont quasiment identiques. Néanmoins, il faut souligner une légère différence dans les températures mesurées par les thermocouples situés à la base du mât. Cette variation est une conséquence directe du mouvement de la flamme qui vient toucher plus ou moins le thermocouple. Dans certains tests de répétabilité, on observe un léger décalage (environ 30 s), comme l'illustre la [Figure 3.6](#) ce phénomène est observé en particulier pour les plus grands bacs de 13 et 15 cm. Ce décalage est principalement dû à la forte sollicitation thermique des instruments de mesure, même si ceux-ci étaient protégés. Cependant, la tendance générale et le comportement restent inchangés. Malgré cela, les résultats montrent une bonne répétabilité.

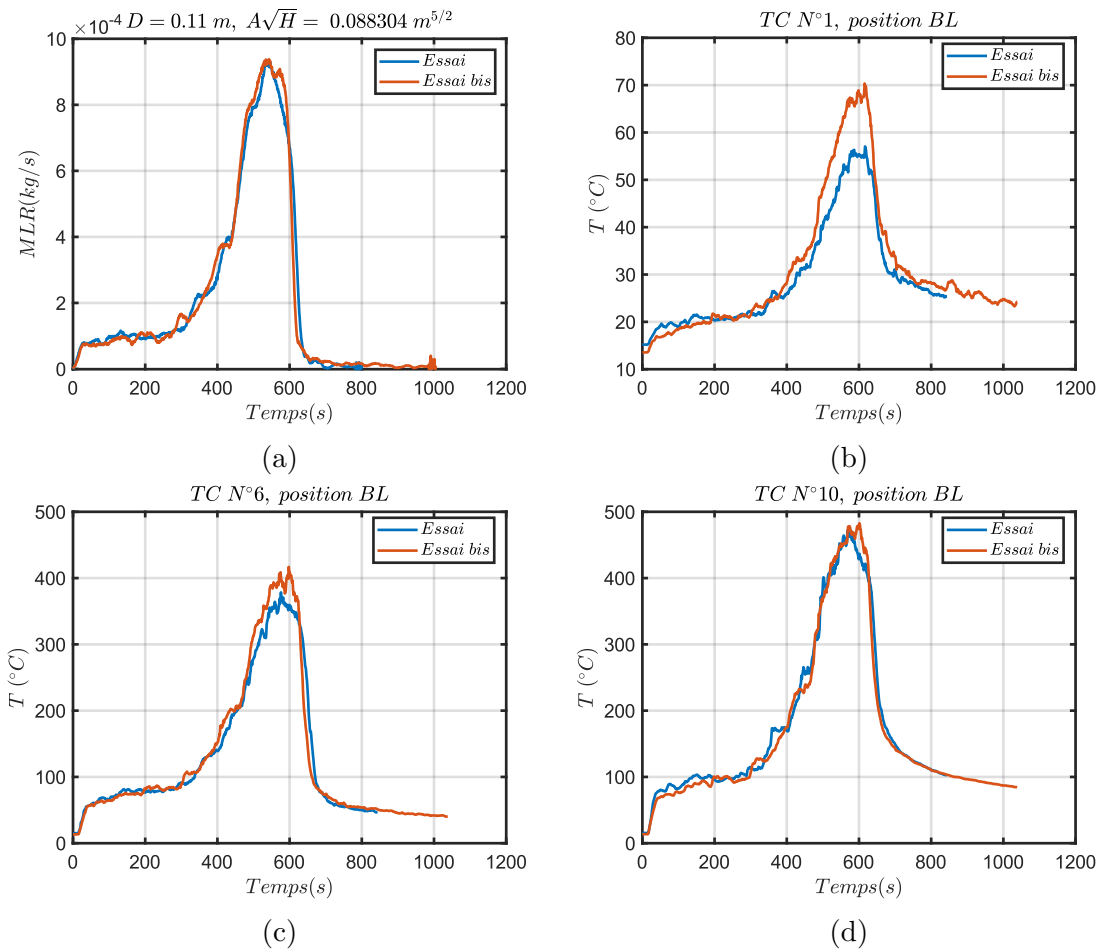


FIGURE 3.5 – Évolution temporelle du MLR et des températures à différentes hauteurs (3.5 cm, 42 cm, 70 cm) au niveau du mât situé à l'arrière gauche de la maquette. Ces résultats sont enregistrés pour un bac de 11 cm avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.088304 \text{ m}^{2/5}$

Effet de la taille du bac

Comme nous l'avons mentionné dans cette étude, nous avons utilisé différents diamètres de bac afin de faire varier le taux de dégagement de chaleur. Comme prévu,

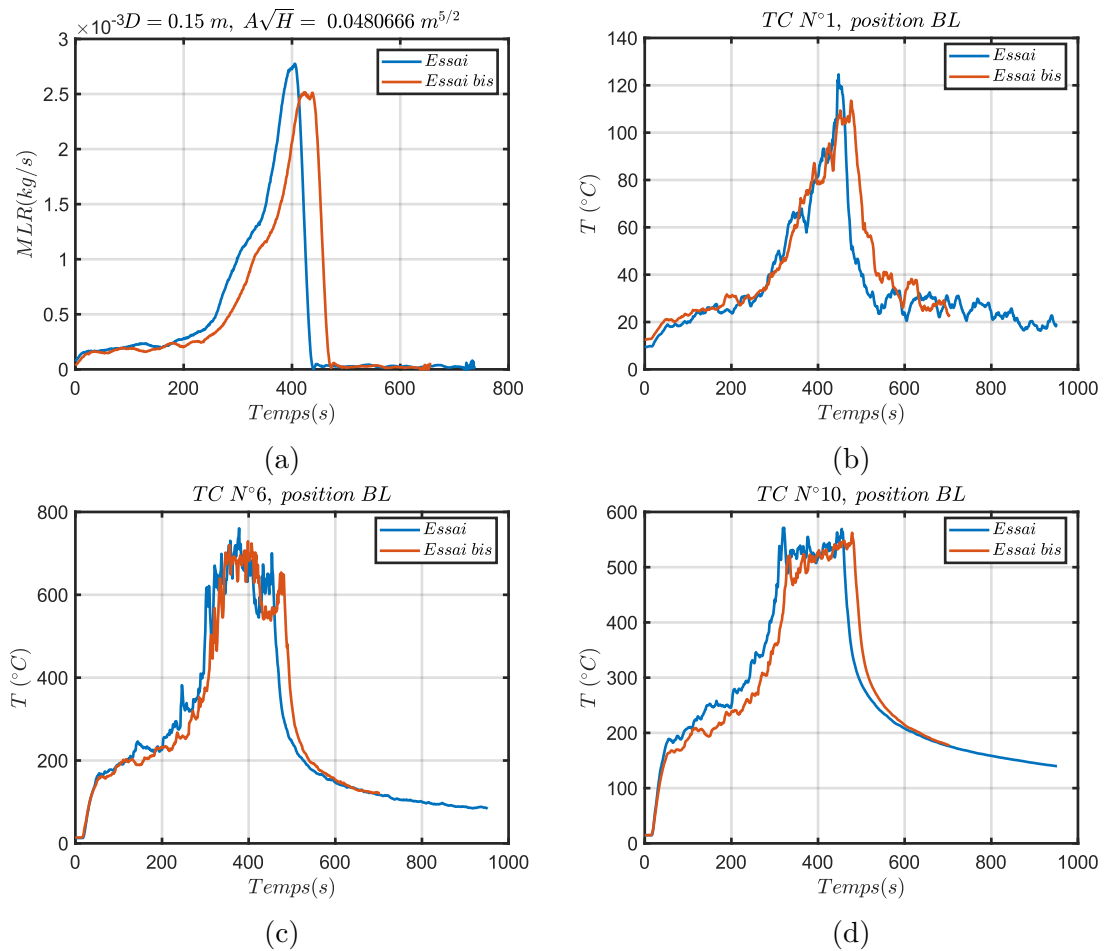


FIGURE 3.6 – Évolution temporelle du MLR et des températures à différentes hauteurs (3.5 cm, 42 cm, 70 cm) au niveau du mât situé à l’arrière gauche de la maquette. Ces résultats sont enregistrés pour un bac de 15 cm avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.04806 \text{ m}^{2/5}$

lorsque on augmente le diamètre du bac et pour le même facteur de ventilation, on observe une augmentation du MLR (taux de perte de masse). Cet effet est illustré par la Figure 3.7. Un deuxième effet de l'augmentation de la taille du bac est qu'il entraîne l'extinction du feu avant que tout le combustible disponible ne soit consommé. Cet effet est observé surtout pour les plus grands bacs.

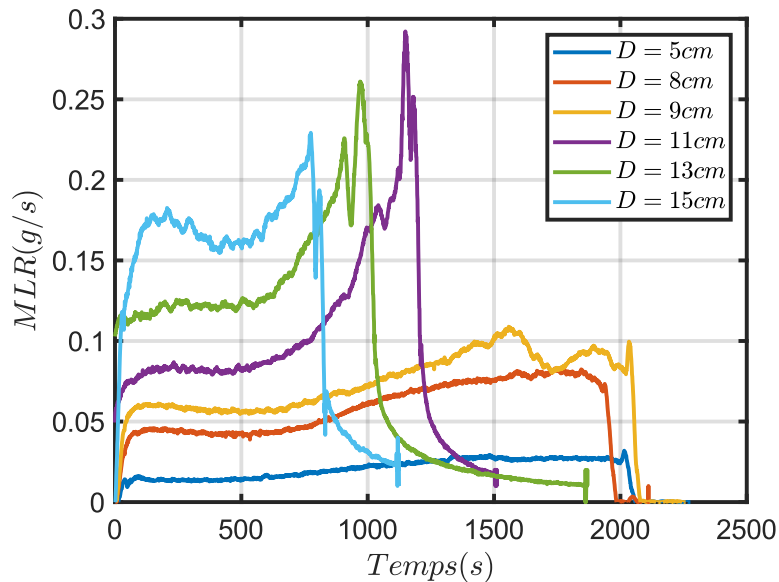


FIGURE 3.7 – Effet de la taille du bac sur l'évolution temporelle du taux de perte en masse (MLR) pour un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.006 \text{ m}^{5/2}$.

Effet du facteur de ventilation

Dans cette section, nous nous intéressons à l'influence du facteur de ventilation ($A\sqrt{H}$), c'est un paramètre fondamental dans l'étude des feux sous-ventilés. Pour illustrer cet effet, nous avons réalisé des essais avec une taille de bac fixe en faisant varier la hauteur de l'ouverture et donc le facteur de ventilation. Sur la Figure 3.8 on constate que pendant les 250 premières secondes, le facteur de ventilation n'a aucun effet sur le taux de perte de masse, car le feu évolue dans un régime bien ventilé et contrôlé par le combustible. Au-delà, on observe que le MLR augmente avec le facteur de ventilation jusqu'à atteindre une valeur maximale. Ensuite, la ventilation n'a pas d'effet sur le développement du foyer. La durée de combustion et la valeur maximale du MLR restent constantes. La Figure 3.9 montre la variation de ces dernières. Lorsque le facteur de ventilation augmente, le temps de combustion diminue jusqu'à atteindre un palier. Le même comportement peut être observé pour le MLR qui augmente jusqu'à atteindre un niveau quasi-constant, voire une légère diminution.

Régimes de combustion

Comme mentionné précédemment, dans le cas d'un incendie de compartiment avec foyer liquide, deux régimes de combustion peuvent être observés. Le premier est un régime bien ventilé. Durant ce régime, les conditions de ventilation n'ont pas un impact

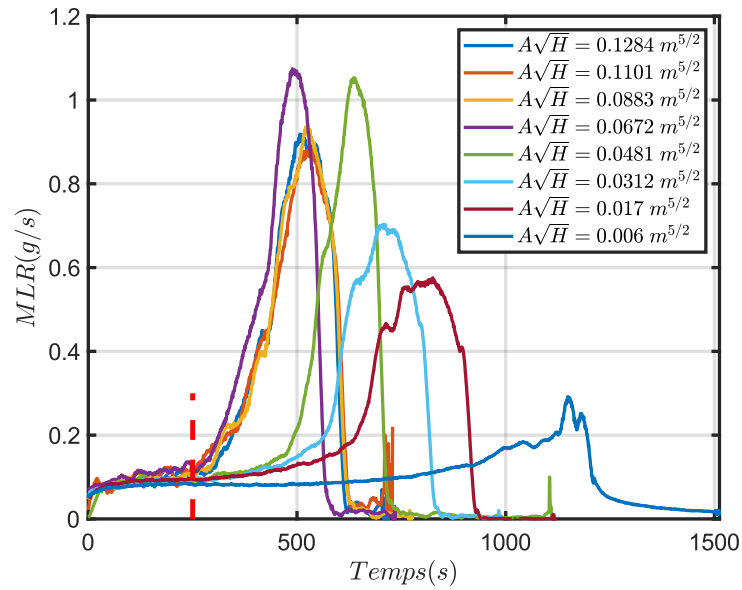


FIGURE 3.8 – Effet de la variation du facteur de ventilation sur l'évolution temporelle du taux de perte en masse (MLR) pour un diamètre de bac fixe (dans ce cas $D=11\text{ cm}$).

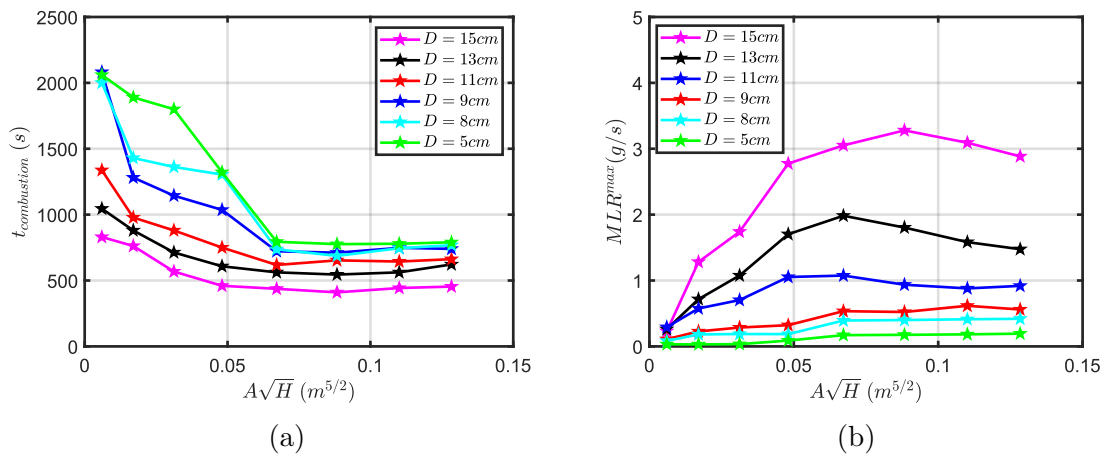


FIGURE 3.9 – Variation de la durée de combustion et de la valeur maximale du MLR en fonction du facteur de ventilation pour les différents bacs.

très important sur le développement de l'incendie. Ce régime est également connu comme le régime contrôlé par le combustible. Cela signifie que la durée de l'incendie sera uniquement déterminée par la quantité de combustible disponible. Le deuxième régime est un régime de sous-ventilation dans lequel le comportement du feu est dominé par la ventilation. Le premier effet de cette sous-ventilation est d'abord l'apparition des flammes à l'extérieur du compartiment à travers l'ouverture. Dans certains cas où la sous-ventilation est sévère, le feu s'éteint. Le tableau suivant résume l'ensemble des régimes observés au cours de cette étude expérimentale.

TABLE 3.2 – Classification des expériences en fonction de leur régime de combustion, la couleur verte représente le régime **bien-ventilé**. La couleur orange montre le régime **sous-ventilé** avec des flammes externes. Enfin, la couleur rouge indique les expériences pour lesquelles une **extinction** a été observée.

D (cm) \ $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	0.1284	0.11	0.088304	0.0672	0.0481	0.0312	0.017	0.006
5	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green
8	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green
9	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green
11	Green	Green	Green	Orange	Orange	Orange	Orange	Red
13	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Red
15	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Orange	Red

Le tableau 3.2 montre une carte représentant les deux régimes selon deux paramètres d'essai (le diamètre et le facteur de ventilation). Pour les diamètres de 5, 8, 9 cm seul le régime bien-ventilé a été enregistré. En revanche, pour les bacs de 13 et 15 cm seul le régime sous-ventilé a été relevé. Enfin, pour le bac de 11 cm les deux régimes sont observés.

Théoriquement, la délimitation entre les deux régimes bien-ventilé et sous-ventilé est établie par la relation $\dot{Q}_{in}^{max} = 1500 \times A\sqrt{H}$, cette dernière donne la puissance maximale qui peut être atteinte dans un compartiment et au-delà de laquelle le feu devient sous-ventilé. Cependant, sur la base des résultats expérimentaux, cette relation surestime cette frontière. Comme l'illustre la Figure 3.11, on peut voir que dans la majorité des cas, même si la puissance maximale est inférieure à $1500A\sqrt{H}$, un régime sous-ventilé est observé. On peut alors déduire une relation linéaire entre la puissance maximale dans le compartiment et le facteur de ventilation, qui délimite les deux régimes bien-ventilé et sous-ventilé. Cette relation est exprimée par $\dot{Q}_{in}^{max} \approx 400 \times A\sqrt{H}$. Cette différence est liée au fait que tout l'oxygène qui entre dans le compartiment n'est pas consommé pendant la réaction, ce qui est confirmé par l'analyse de la concentration d'oxygène à proximité du bac. La Figure 3.12 représente la variation de la concentration en oxygène au niveau du bac. Pour les petits bacs (5, 8, 9 cm) on observe une concentration quasi-constante (20%) assez proche de la concentration d'oxygène dans l'air ambiant (21%). Pour les autres diamètres (11, 13, 15 cm) la concentration en oxygène est constante pendant les premiers instants, puis elle diminue rapidement pour atteindre une valeur seuil (6%) pour laquelle l'extinction se produit. Cette limite reflète l'impossibilité de consommer tout l'oxygène qui entre dans le compartiment.

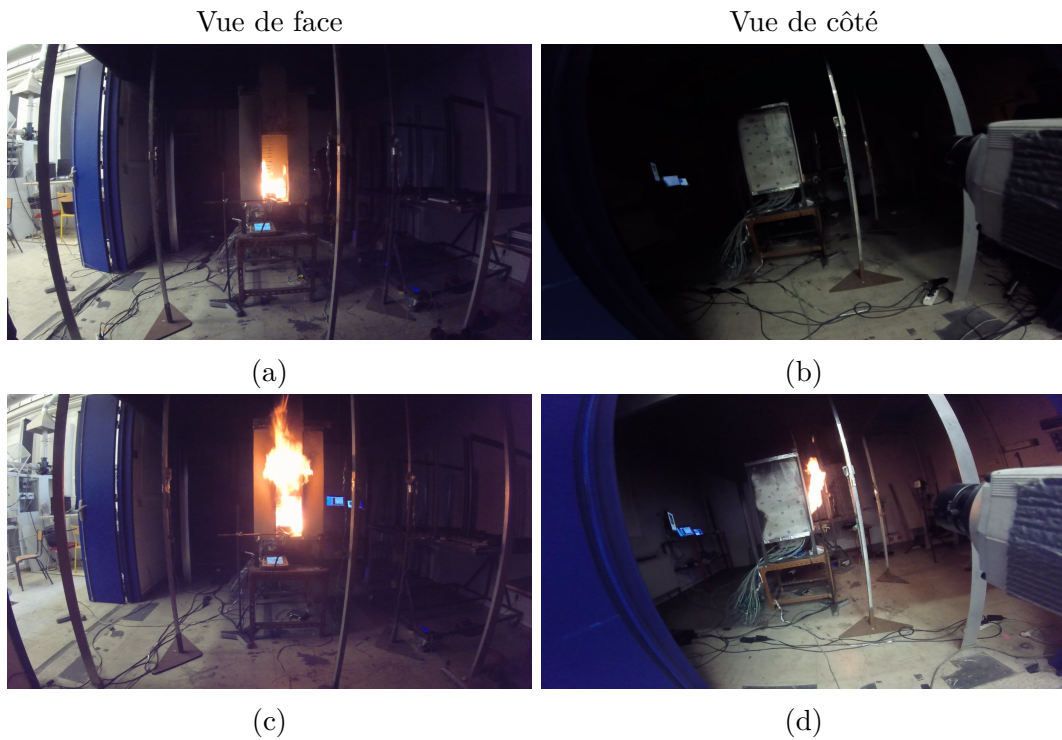


FIGURE 3.10 – Aperçu des différents régimes de combustion : régime bien ventilé la combustion se limite à l’intérieur du compartiment (a) & (b) ($D=8\text{cm}$, $t=7\text{min}$), régime sous-ventilé (c) & (d) ($D=15\text{cm}$, $t=7\text{min}$) une partie de la combustion se tient à l’extérieur du local

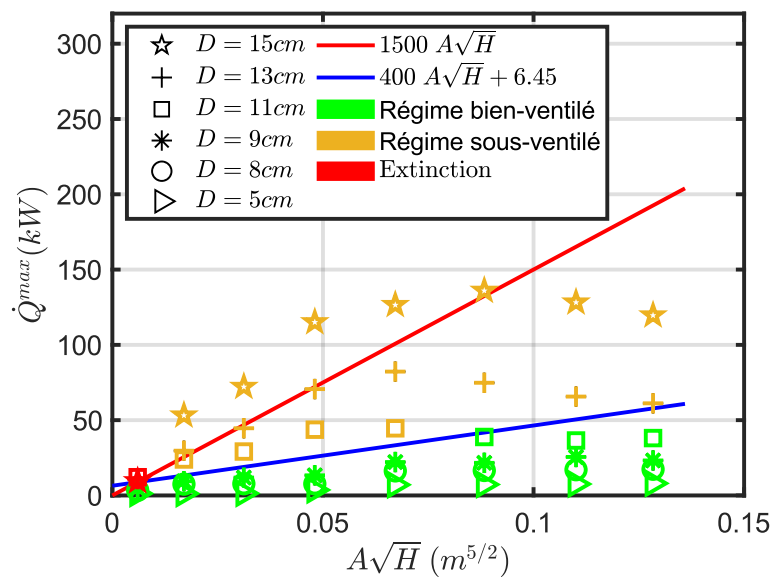
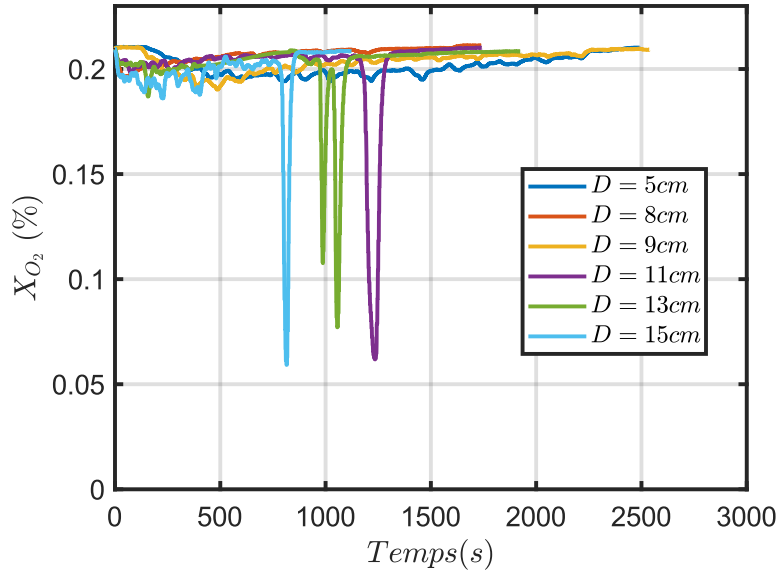


FIGURE 3.11 – Variation de la valeur maximale de la puissance en fonction du facteur de ventilation pour les différents bacs. Les différents régimes sont aussi identifiés.


 FIGURE 3.12 – Variation de la concentration en oxygène pour $A\sqrt{H} = 0.006 \text{ (m}^{5/2}\text{)}$.

Mesures de la puissance libérée à l'intérieur du compartiment

L'évolution de la température à l'intérieur de l'enceinte dépend de la puissance du foyer et des pertes de chaleur. Ceci peut être décrit par la conservation de l'énergie de la manière suivante

$$\dot{Q} = \dot{m}_{out} \times C_p \times (T - T_0) + \dot{Q}_{perte} , \quad (3.3)$$

avec \dot{Q} la puissance dégagée par le feu, \dot{m}_{out} le débit de gaz sortant, T et T_0 sont respectivement la température du gaz dans la couche chaude et la température ambiante. Enfin, \dot{Q}_{perte} représente les pertes thermiques, dans le cas d'un feu bien ventilé, ces pertes sont dominées par la conduction à travers les parois. Ce terme peut être estimé par la formule suivante

$$\dot{Q}_{perte} = h_k \times A_T \times (T - T_0) . \quad (3.4)$$

Le débit de gaz sortant du compartiment est donné par Eq (2.21)

$$\dot{m}_{out} = \frac{2}{3} C_d W \sqrt{2g\rho_0} \frac{T_0}{T} \sqrt{\frac{T}{T_0} - 1} \times (H_{max} - H_n)^{3/2} \quad (3.5)$$

En combinant les Eq (3.3), Eq (3.4), on peut établir la relation entre la température et la puissance du foyer

$$\Delta T = (T - T_0) = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{out} C_p + h_k A_T} , \quad (3.6)$$

ce qui signifie que

$$\Delta T = f \left(\dot{Q}, h_k, A_T, A\sqrt{H} \right) , \quad (3.7)$$

cette analyse a permis à McCaffrey, Quintiere, et Harkleroad [27] d'établir la corrélation (MQH) suivante

$$\Delta T = 6.85 \left(\frac{\dot{Q}^2}{A\sqrt{H}h_k A_T} \right)^{1/3}, \quad (3.8)$$

Coefficient d'échange thermique

En vue de comparer cette corrélation à nos résultats expérimentaux, deux variables doivent être estimées, à savoir le coefficient d'échange thermique (h_k) et la hauteur du plan neutre (H_n).

Le coefficient d'échange thermique (h_k), dépend du temps nécessaire pour atteindre un état stationnaire. Ce temps caractéristique est défini par

$$t_p = \frac{\delta^2 \rho C_p}{4k}, \quad (3.9)$$

dans notre cas on a : $\delta = 1.2 \times 10^{-2}$ (m), $\rho = 1150$ (kg/m³), $k = 0.32 \times 10^{-3}$ (kW/m/K), $C_p = 1.2$ (kJ/kg/K), par conséquent $t_p = 155$ (s). Le coefficient d'échange de chaleur est donc exprimé de la manière suivante [15] :

$$\begin{aligned} h_k &= \sqrt{\frac{k\rho c}{t}} & \text{si } t < t_p \\ h_k &= \frac{k}{\delta} & \text{si } t > t_p, \end{aligned} \quad (3.10)$$

Dans le cas d'un mur multi-couches

$$h_k = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{h_{k,i}}} \quad (3.11)$$

Néanmoins, dans le cas d'une structure en multi-matériaux, le coefficient d'échange thermique doit être pondéré par la surface couverte par chaque matériau.

$$\begin{aligned} h_k &= \sum_{i=1}^n \frac{A_{Mi}}{A_T} \sqrt{\frac{(k\rho C_p)_{Mi}}{t}} & \text{si } t < t_p \\ h_k &= \sum_{i=1}^n \frac{A_{Mi}}{A_T} \frac{k_{Mi}}{\delta_{Mi}} & \text{si } t > t_p, \end{aligned} \quad (3.12)$$

où l'indice Mi désigne les différents matériaux composant les parois.

Détermination de l'interface couche chaude / couche froide

La [Figure 3.13](#) présente un exemple des profils verticaux de température à différents instants relevés pendant deux essais (bac de 5 cm et 9 cm). Ces deux exemples mettent en évidence l'existence de deux couches. En effet, on observe la formation d'un gradient de température au fur et à mesure que la hauteur augmente.

L'évaluation de l'interface entre la couche chaude et la couche froide est faite en utilisant la méthode développée par Quintiere et al [62]. Selon les auteurs on a

$$\begin{aligned}
 (H - H_n)T_{up} + H_n T_{low} &= \int_0^H T(z) dz, \\
 (H - H_n) \frac{1}{T_{up}} + H_n \frac{1}{T_{low}} &= \int_0^H \frac{1}{T(z)} dz,
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

où H et H_n sont la hauteur de la maquette et la position de l'interface entre les deux couche chaude et froide. T_{low} et T_{up} sont respectivement la température de la couche froide et de la couche chaude. Sur la base des équations Eq (3.13) on peut déduire la position de l'interface de la manière suivante

$$H_n = \frac{T_{low} \left(\int_0^H T(z) dz \times \int_0^H \frac{1}{T(z)} dz - H^2 \right)}{T_{low}^2 \int_0^H \frac{1}{T(z)} dz - 2HT_{low} + \int_0^H T(z) dz}, \tag{3.14}$$

Les intégrales $\int_0^H T(z) dz$ et $\int_0^H \frac{1}{T(z)} dz$ sont évaluées numériquement avec la méthode des trapèzes. La Figure 3.14 montre un exemple de la variation de la hauteur du plan neutre pour les bacs de 5 et 8 cm. Une fois que cette hauteur est déterminée, on calcule la température de la couche chaude (T_{up}), cette dernière étant définie comme la moyenne spatiale de tous les thermocouples situés au-dessus de l'interface. Enfin, la température T_{low} est supposée égale à la température ambiante avant le début de l'expérience.

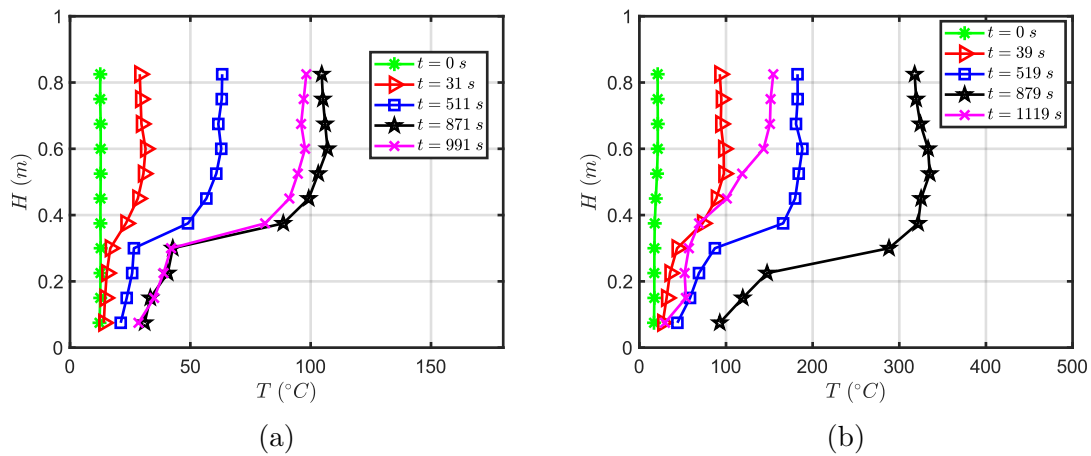


FIGURE 3.13 – Profil de température à différents instants, (a) essai avec un bac de 5 cm et (b) essai avec un bac de 9 cm. Dans les deux cas, la hauteur de l'ouverture était de 0.4 m

La Figure 3.15 montre la variation de la température moyenne de la couche chaude en fonction de la puissance, du facteur de ventilation et des pertes thermiques (Eq (3.8)). Sur la Figure 3.15, les régimes sont identifiés par les différentes couleurs, vert pour le régime bien ventilé, orange pour le régime sous ventilé et rouge pour les essais où le phénomène d'extinction a été observé. Dans le cas du régime bien ventilé, on observe que, comme prédit par la relation MQH (Eq (3.8)), il existe une relation linéaire entre la variation de la température ΔT et le rapport entre la puissance du foyer et les pertes thermiques,

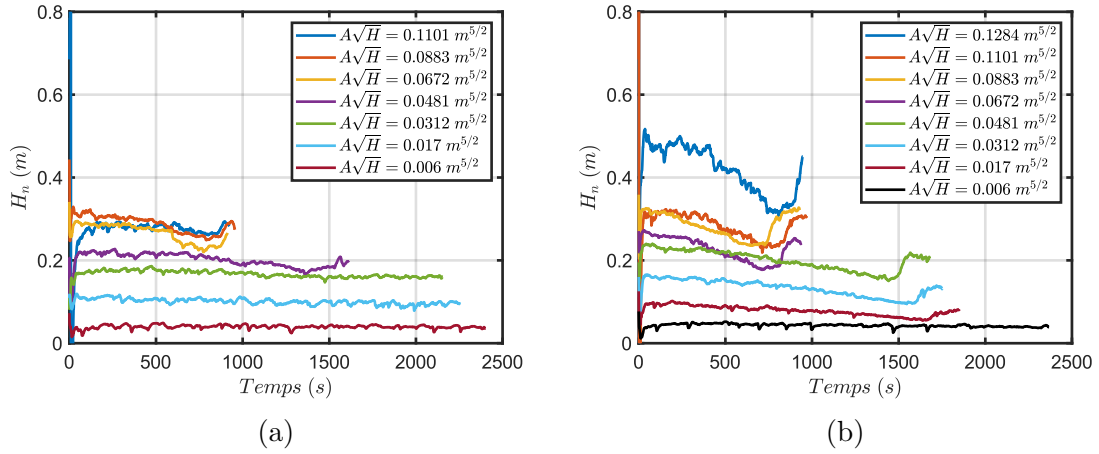


FIGURE 3.14 – Variation temporelle de la hauteur de l'interface couche chaude/couche froide pour les différents facteurs de ventilation. (a) bac de 5 cm, (b) bac de 8 cm.

$$\Delta T = 5.8 \left(\frac{\dot{Q}_{in}^2}{A\sqrt{H}h_kA_T} \right)^{1/3}, \quad (3.15)$$

Cependant, il faut noter que le coefficient de proportionnalité est légèrement différent de celui trouvé par McCaffrey et al [27], qui est une valeur moyenne. Pour le régime sous-ventilé, la corrélation surestime la température de la couche chaude, ce qui est normal puisque dans ce cas une partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment.

La relation Eq (3.15) est très importante d'un point de vue expérimental, car elle nous donne la possibilité d'estimer la puissance dans une pièce (\dot{Q}_{in}) par des mesures de température,

$$\dot{Q}_{in} = \sqrt{\left(\frac{\Delta T}{5.8} \right)^3 \times \left(h_k A_T A \sqrt{H} \right)}. \quad (3.16)$$

La Figure 3.16 illustre les variations de la puissance calculée par la mesure de la température (Eq (3.16)) et de la puissance obtenue par la mesure du taux de perte de masse ($\dot{Q} = \chi \times \dot{m}_f \times \Delta H_c$, avec $\chi = 0.93$ l'efficacité de combustion et $\Delta H_c = 44.6 kJ/kg$ [2]). Comme on peut le voir, dans le cas d'un feu bien-ventilé, la puissance calculée est en bon accord avec la puissance expérimentale. Mais, dans le cas d'un régime sous-ventilé, la puissance estimée par les mesures de température est inférieure à la puissance expérimentale. Cette différence est due au fait qu'une partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment.

Mesures de la puissance libérée à l'extérieur du compartiment dans le cas d'un feu sous-ventilé

Comme cela a été mentionné précédemment, dans le cas d'un feu sous-ventilé, une partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment. La puissance libérée à

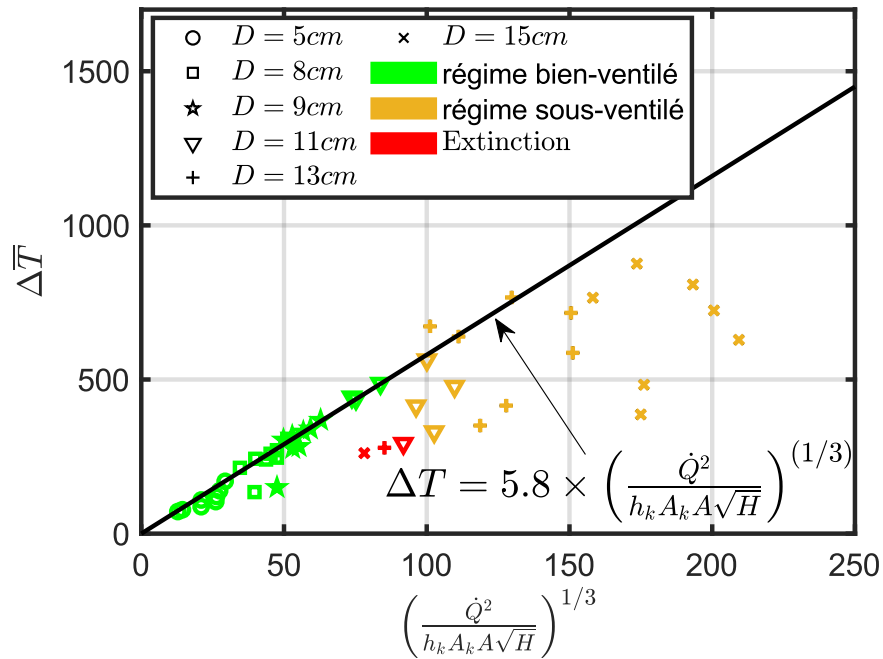


FIGURE 3.15 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la relation MQH.

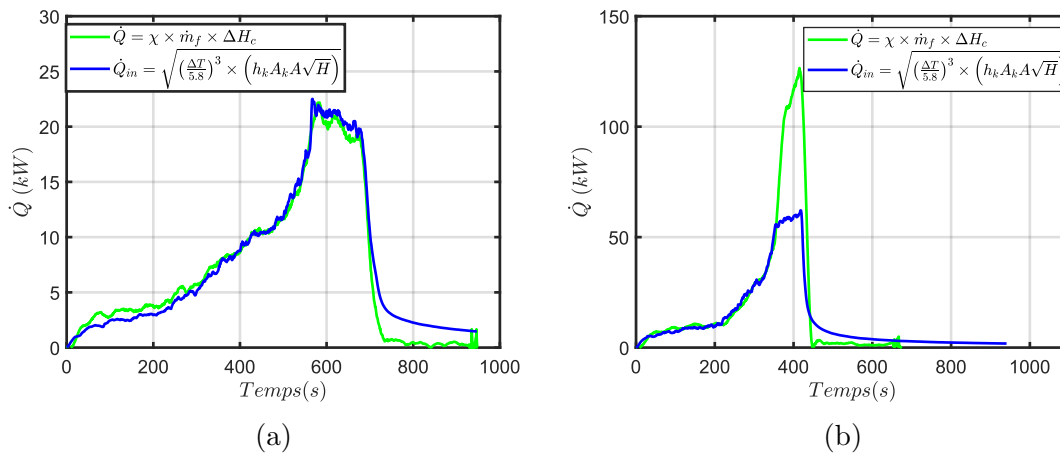


FIGURE 3.16 – Comparaison entre la puissance calculée par perte de masse en vert et la puissance calculée par mesure de température en bleu. (a) cas d'un régime bien-ventilé ($D = 9\text{ cm}$ et $A\sqrt{H} = 0.0672\text{ (m}^{5/2}\text{)}$), (b) régime sous-ventilé ($D = 15\text{ cm}$ et $A\sqrt{H} = 0.0672\text{ (m}^{5/2}\text{)}$).

l'extérieur de l'enceinte est une variable très importante. Dans la littérature [30, 63–67] cette quantité est généralement déduite en se basant sur la formule de Kawagoe Eq (2.5) ($\dot{Q}_{ext} = \dot{Q} - 1500 \times A\sqrt{H}$). En revanche, comme cela a été expliqué plus tôt dans l'introduction, cette relation est valable sous certaines conditions qui ne sont pas systématiquement vérifiées. Sur la base de cette estimation de la puissance extérieure, différentes corrélations ont été développées, notamment pour estimer la hauteur des flammes externes. La section précédente montre que la transition entre un régime bien-ventilé et un régime sous-ventilé peut se produire avant cette limite théorique de $1500 \times A\sqrt{H}$. Par conséquent considérer que la puissance libérée à l'extérieur du compartiment est $\dot{Q}_{ext} = \dot{Q} - 1500 \times A\sqrt{H}$, revient à la sous-estimer. Afin d'obtenir une bonne estimation de la puissance externe, on a opté pour une méthode expérimentale. Cette méthode est basée sur la mesure du flux radiatif émis par ces flammes externes, couplée à une méthode de traitement d'image et une méthode de Monte-Carlo.

Méthode et validation

Pour la validation, nous avons adopté le cas d'un feu d'heptane en atmosphère libre. Les essais ont été réalisés avec les mêmes bacs que ceux utilisés lors de la campagne expérimentale décrite ci-dessus.

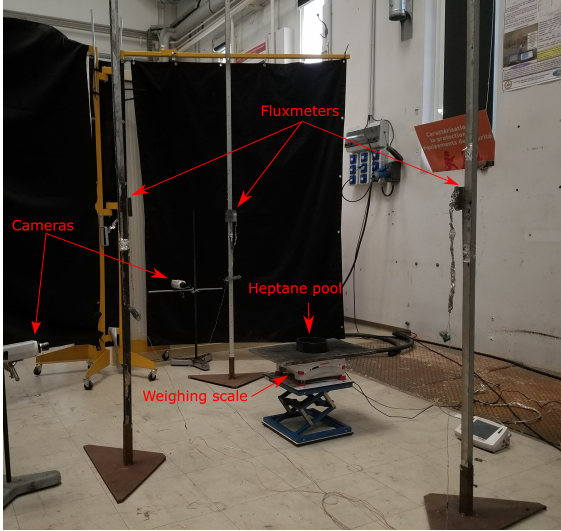
Généralement, pour estimer la puissance rayonnée d'une flamme, la méthode la plus utilisée est la méthode du point source [3, 68–71] développée par Modak [72]. Cette méthode est basée sur l'hypothèse d'une forme de flamme moyenne réduite à un point source (situé à la mi-hauteur de la flamme) émettant uniformément dans une sphère dont le rayon est la distance entre le point source et le capteur. Enfin, l'hypothèse la plus importante est que la distance entre la source émettrice et le capteur de mesure est suffisamment grande. Dans le cas d'un feu de bac, une distance de cinq fois le diamètre du bac est recommandée [72]. La puissance rayonnée est donc donnée par

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{4\pi R^2 \dot{q}''}{\cos(\theta)}, \quad (3.17)$$

où \dot{q}'' (W/m^2) est le flux radiatif mesuré, θ est l'angle entre la normale au capteur et la droite reliant le point source et le capteur, R est la distance entre le capteur de flux radiatif et le point à mi-hauteur de la flamme (point source) donné par,

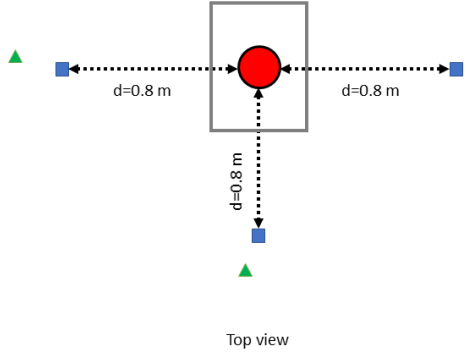
$$R = \sqrt{d^2 + (h - 0.35 - H/2)^2}. \quad (3.18)$$

Pour calculer la puissance rayonnée, une seconde approche consiste à considérer le phénomène de rayonnement comme un phénomène volumique plutôt que de le traiter comme provenant d'une source ponctuelle. À l'échelle considérée dans ce travail, la flamme est optiquement mince, c'est-à-dire que le rayonnement émis par les gaz chauds et la suie dans la flamme n'est pas absorbé de manière significative le long de son parcours entre l'émission et la surface externe de la flamme. A partir des deux images de flamme prises dans les deux plans perpendiculaires (Figure 3.18a, Figure 3.18b) et traitées en utilisant la méthode décrite en page 15, la surface de la flamme est reconstruite en supposant une section transversale elliptique (Figure 3.18c). Un exemple de surface de flamme 3D est montré sur la Figure 3.18 ci-dessous.



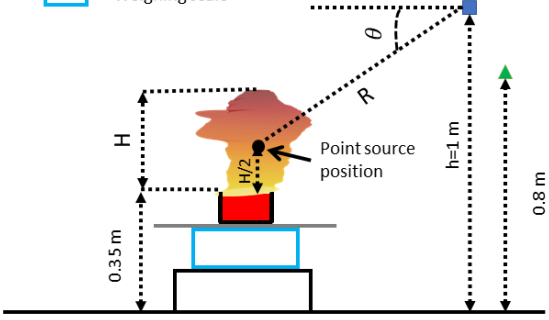
(a)

- Heptane pool
- Fluxmeter
- ▲ Camera
- Weighing scale



Top view

(b)



Side view

(c)

FIGURE 3.17 – Représentation schématique du dispositif expérimental avec toutes les dimensions et positions des capteurs, le cercle rouge représente le bac d’heptane, les carrés bleus représentent les fluxmètres radiatifs et les triangles verts représentent les deux caméras.

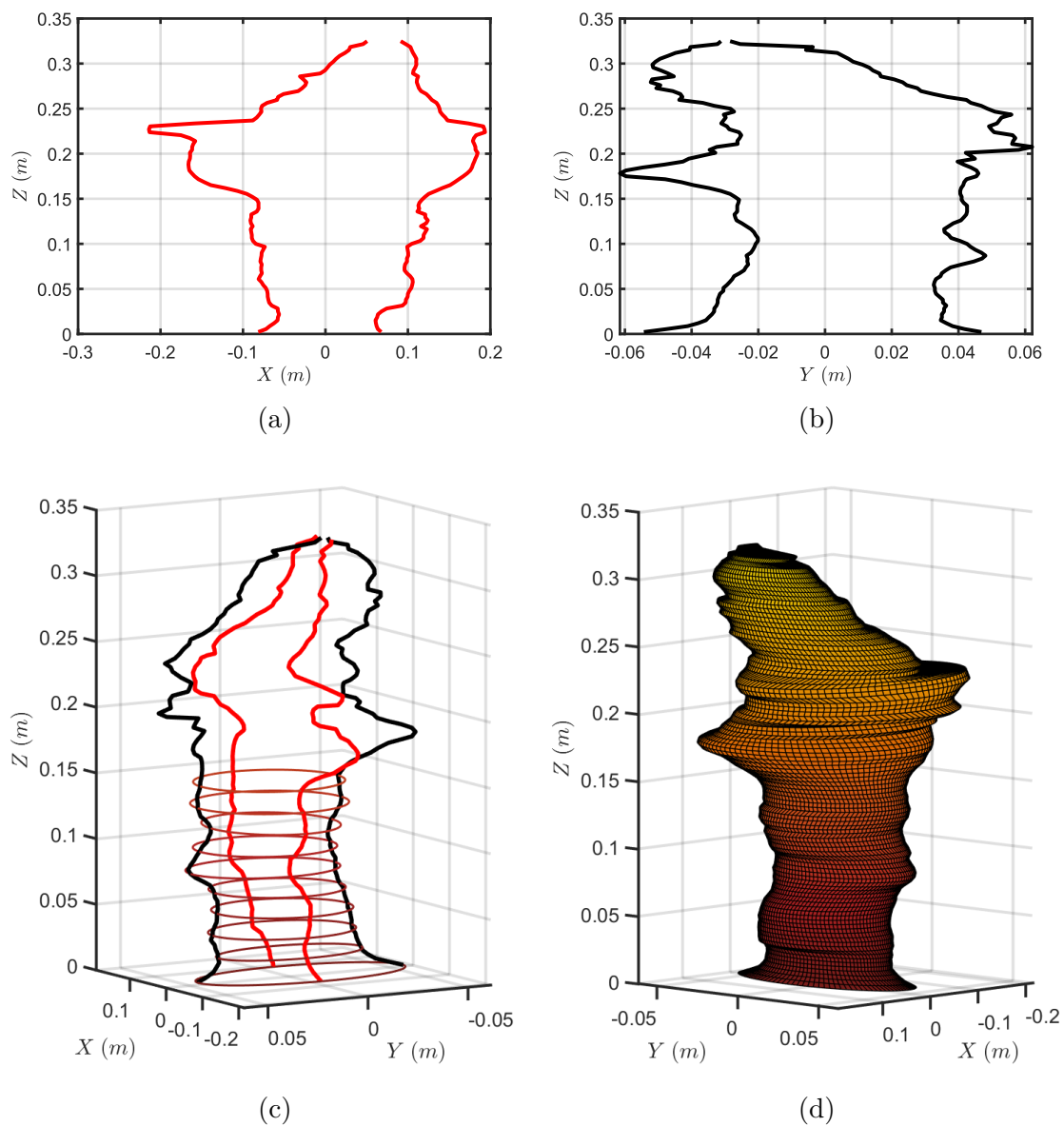
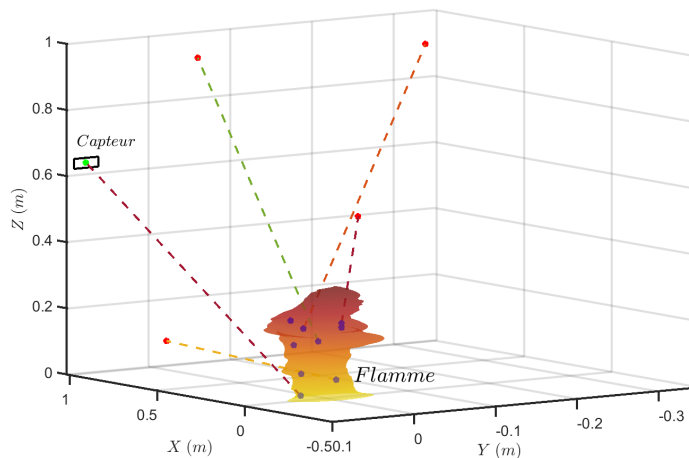


FIGURE 3.18 – Illustration du processus de reconstruction de la flamme. (a) et (b) représentent les vues de côté et de face obtenues grâce aux caméras. La figure (c) donne un aperçu sur la reconstruction de la flamme avec l'hypothèse de section transversale elliptique. (d) montre le résultat final.

Sur la base de cette deuxième approche, la puissance dégagée par rayonnement peut être exprimée par

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{S \times \dot{q}''}{F}, \quad (3.19)$$

où S est la surface du capteur ($9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$). F est le facteur de forme entre la flamme et le capteur. Il correspond à la fraction du rayonnement émis par la flamme qui atteint le capteur. La forme de la flamme étant irrégulière, il est impossible de calculer analytiquement ce facteur. Une méthode de Monte Carlo a donc été adoptée. On considère que les quanta d'énergie rayonnés sont émis de manière homogène dans le volume de la flamme et, comme la flamme est optiquement mince, leur probabilité d'être absorbé à l'intérieur de la flamme est négligeable. Les quanta sont lancés isotropiquement dans un angle solide $\Delta\Omega$ défini de telle sorte que les quanta se propageant dans cet angle solide ont une chance d'atteindre le capteur. Il est en effet inutile de lancer des quanta dans des directions pour lesquelles ils n'ont aucune chance d'atteindre le capteur. Un temps de calcul significatif est ainsi économisé. Le nombre total de quanta considérés pour calculer F est donc égal au nombre de quanta effectivement lancés multiplié par le rapport $4\pi/\Delta\Omega$ qui correspond au rapport entre les quanta se propageant dans toutes les directions ($4\pi \text{ sr}$) et les quanta se propageant uniquement dans l'angle solide $\Delta\Omega$ considéré. Finalement, F est le rapport entre les quanta qui ont atteint le capteur et le nombre total de quanta envoyés en supposant une émission dans l'angle solide de $4\pi \text{ sr}$.



(a)

FIGURE 3.19 – Illustration de la méthode de Monte-Carlo, en bleu les points de départ des quantas sélectionnés aléatoirement dans la flamme, les points rouges représentent la nouvelle position de ces quantas après propagation et la ligne pointillée montre le chemin de chaque particule, le fluxmètre est représenté par le carré noir et les points qui ont atteint le capteur sont indiqués en vert.

Cette méthode étant basée sur la convergence statistique, il est important de considérer un nombre de quanta suffisamment important. La Figure 3.20 montre la variation du facteur de forme en fonction du nombre de quanta ainsi que l'incertitude associée.

En effet, une des grandes forces de la méthode de Monte-Carlo est sa capacité à fournir l'écart-type σ correspondant à la quantité calculée. On constate que cette incertitude n'est que de 4.5% lorsque 10^6 quanta sont utilisés (incertitude avec un niveau de confiance de 68% associé à un intervalle de 1σ , un niveau de confiance de 95% serait obtenu en considérant un intervalle de 2σ).

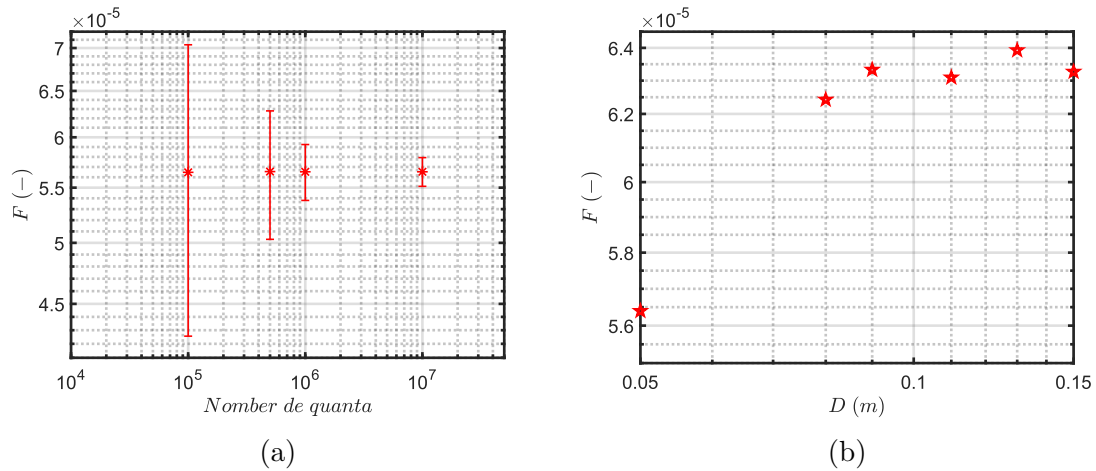


FIGURE 3.20 – (a) Variation du facteur de vue en fonction du nombre de quanta considérés dans la discrétisation de la surface de la flamme (pour un bac de 5 cm), (b) évolution du facteur de vue pour différents diamètres de bac.

L'évolution de la puissance rayonnée est représentée dans la Figure 3.21, comme on peut le remarquer, les résultats basés sur les deux méthodes (point source et reconstruction de la flamme) montrent un bon accord.

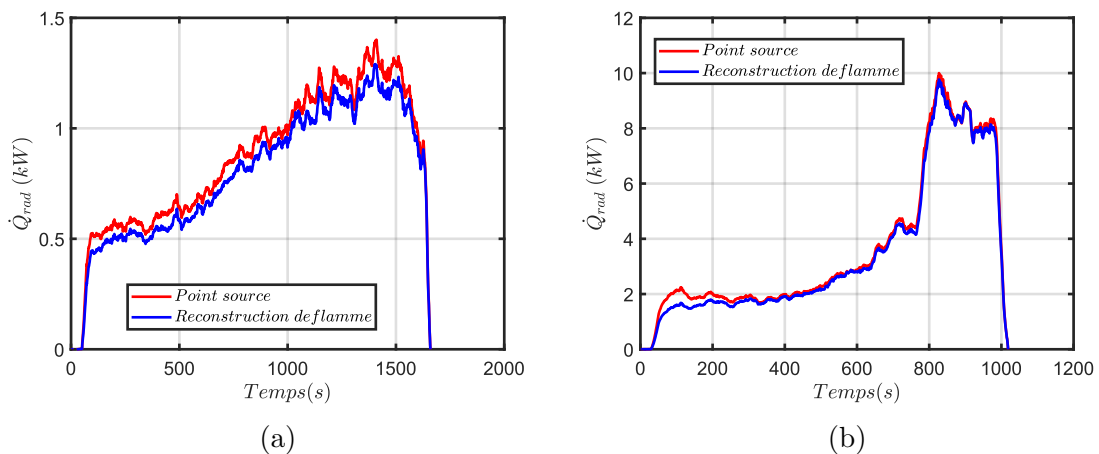


FIGURE 3.21 – Évolution temporelle de la puissance rayonnée estimée en utilisant la méthode point source (courbe rouge) et la méthode de reconstruction de flamme (courbe bleue) pour différentes tailles de bac (a) $D=9$ cm, (b) 13 cm.

Étant donné que l'on peut estimer la puissance radiative, on a la possibilité d'estimer un autre paramètre important pour les feux de nappe : la fraction radiative, définie comme

$$\chi_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{Q}}. \quad (3.20)$$

Dans la littérature un travail considérable a été réalisé afin de caractériser les propriétés radiatives (notamment la fraction radiative) des feux de bac ($D > 0.3 \text{ m}$). Cependant, peu d'études ont porté sur les feux de bac à petite échelle ($D < 0.3 \text{ m}$), bien que ces derniers soient fréquemment utilisés comme foyer à échelle réduite. La Figure 3.22 montre la variation de la fraction radiative, cette dernière est estimée entre 28% et 39%. La comparaison entre les résultats des deux méthodes montre une bonne concordance, avec un écart entre 1% et 9%.

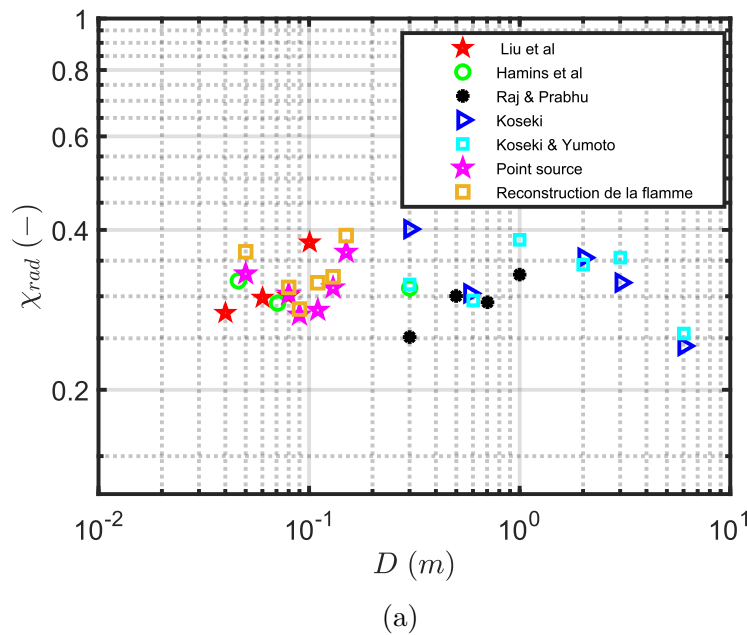


FIGURE 3.22 – Variation de la fraction radiative en fonction du diamètre du bac (adapté de [3])

TABLE 3.3 – Récapitulatif des fractions radiatifs pour les différents bacs.

D (cm)	5	8	9	11	13	15
χ_{rad}	0.36	0.31	0.28	0.31	0.32	0.39

La méthode de reconstruction de flamme montre un bon accord avec la méthode conventionnelle de source ponctuelle. Cependant, cette nouvelle méthode offre plus d'avantages notamment, la prise en compte de la géométrie de la flamme et elle nous dispense de l'hypothèse de champ lointain. En d'autres termes il n'est pas nécessaire d'avoir une grande distance entre la source du feu et le capteur de mesure pour avoir une estimation correcte de la puissance radiative. En conséquence, cette méthode sera utilisée par la suite pour estimer la puissance dégagée à l'extérieur du compartiment.

Application aux flammes externes

Dans cette section, la méthode de reconstruction de flamme 3D décrite ci-dessus est utilisée pour reconstruire les flammes externes émergeant à travers la porte. Les [Figure 3.23a](#) et [Figure 3.23b](#) montrent un exemple de deux images enregistrées pendant l'essai. La [Figure 3.23c](#) représente le résultat de la reconstruction de cette flamme.

Le même processus que celui décrit dans la section précédente est utilisé, à savoir :

- Extraction des deux images perpendiculaires et transformation en image binaire [Figure 3.23a](#) et [Figure 3.23b](#).
- La surface de la flamme est reconstruite en considérant une section transversale elliptique [Figure 3.23c](#).
- Le facteur de forme est calculé par la méthode Monte-Carlo. La [Figure 3.24a](#) montre la variation du facteur de forme en fonction du nombre de quanta. Au-delà d'un million de quanta on observe une convergence dans l'estimation du facteur de forme.
- La puissance radiative est donnée par

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{S \times \dot{q}''}{F}, \quad (3.21)$$

où S est la surface du capteur, F est le facteur de forme entre la flamme et le capteur, et \dot{q}'' est le flux radiatif mesuré.

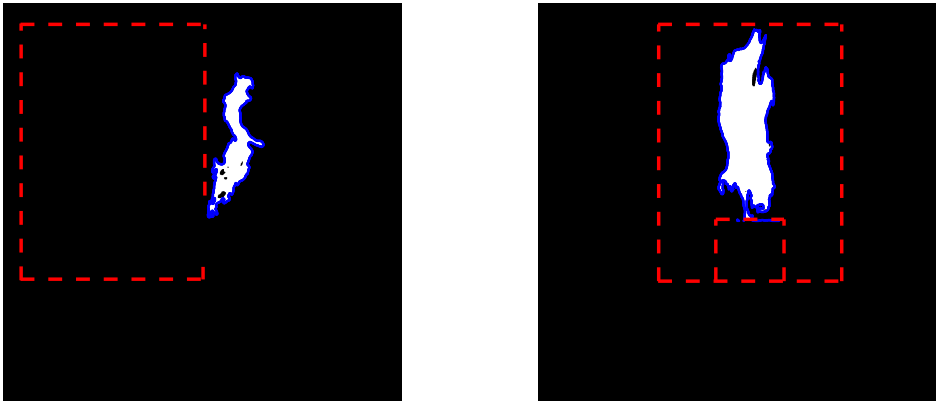
- La puissance de la flamme \dot{Q}_{ext} :

$$\dot{Q}_{ext} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\chi_{rad}}, \quad (3.22)$$

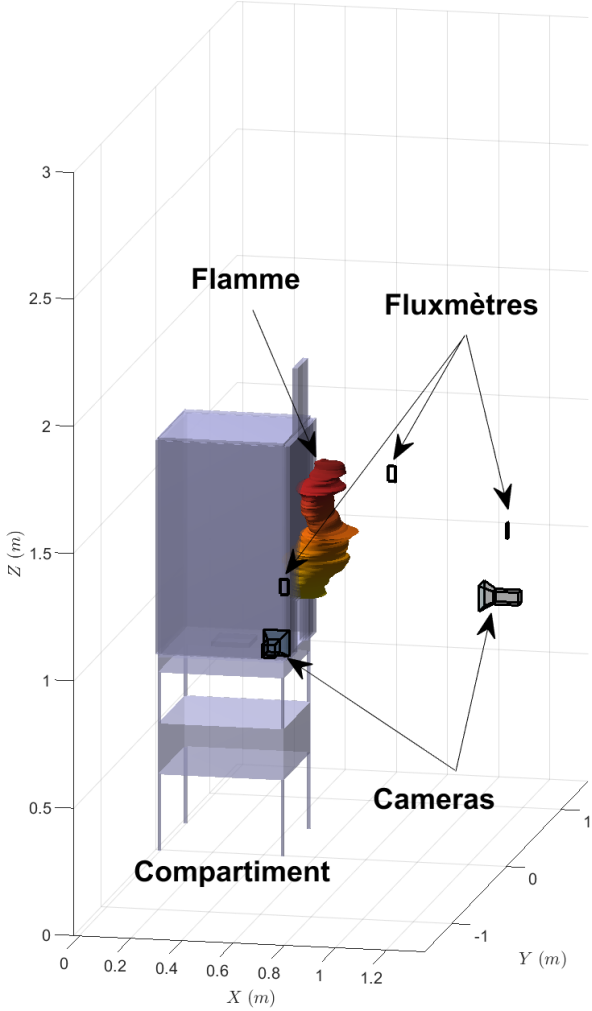
avec χ_{rad} la fraction radiative (tableau 3.3).

À partir de cette dernière équation, le taux de dégagement de chaleur de la flamme externe peut être estimé. La [Figure 3.24b](#) donne un exemple de la variation temporelle de la puissance des flammes externes pour un bac de 13 cm de diamètre et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.0481$ ($m^{5/2}$). La [Figure 3.24c](#) illustre la comparaison entre la puissance totale, la puissance à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. Pendant la première phase, le feu se comporte comme un feu bien ventilé. En d'autres termes, la puissance totale est égale à la puissance à l'intérieur du compartiment. Après environ 400 s, le feu commence à être sous-ventilé et des flammes apparaissent à l'extérieur du compartiment, ce qui entraîne une augmentation de la puissance à l'extérieur du compartiment.

Les [Figure 3.25a](#) et [Figure 3.25b](#) comparent la variation de la somme des puissances intérieure, extérieure et la puissance totale mesurée par perte de masse, pour deux essais avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.0481$ ($m^{5/2}$) et les bacs de 13 et 15 cm respectivement. Sur la [Figure 3.25c](#), toutes les expériences sont représentées à l'exception des essais avec un facteur de ventilation de $A\sqrt{H} = 0.1284$ ($m^{5/2}$) et $A\sqrt{H} = 0.11$ ($m^{5/2}$) pour le diamètre de 15 cm pour lesquels il n'a pas été possible de mesurer la puissance à l'extérieur du compartiment en raison d'un dysfonctionnement matériel. Sont également exclus les essais pour lesquels l'extinction a été observée. Hormis ces expériences, dans les autres cas, la puissance calculée (méthode MQH et par calcul radiatif) et la puissance expérimentale (évaluée d'après la perte en masse)



(a) (b)



(c)

FIGURE 3.23 – Illustration d’une flamme reconstruite en utilisant deux images prises lors de l’essai.

sont en bon accord comme le montre la Figure 3.25c (pour simplifier la représentation, les puissances figurant sur la Figure 3.25c sont les puissances maximales).

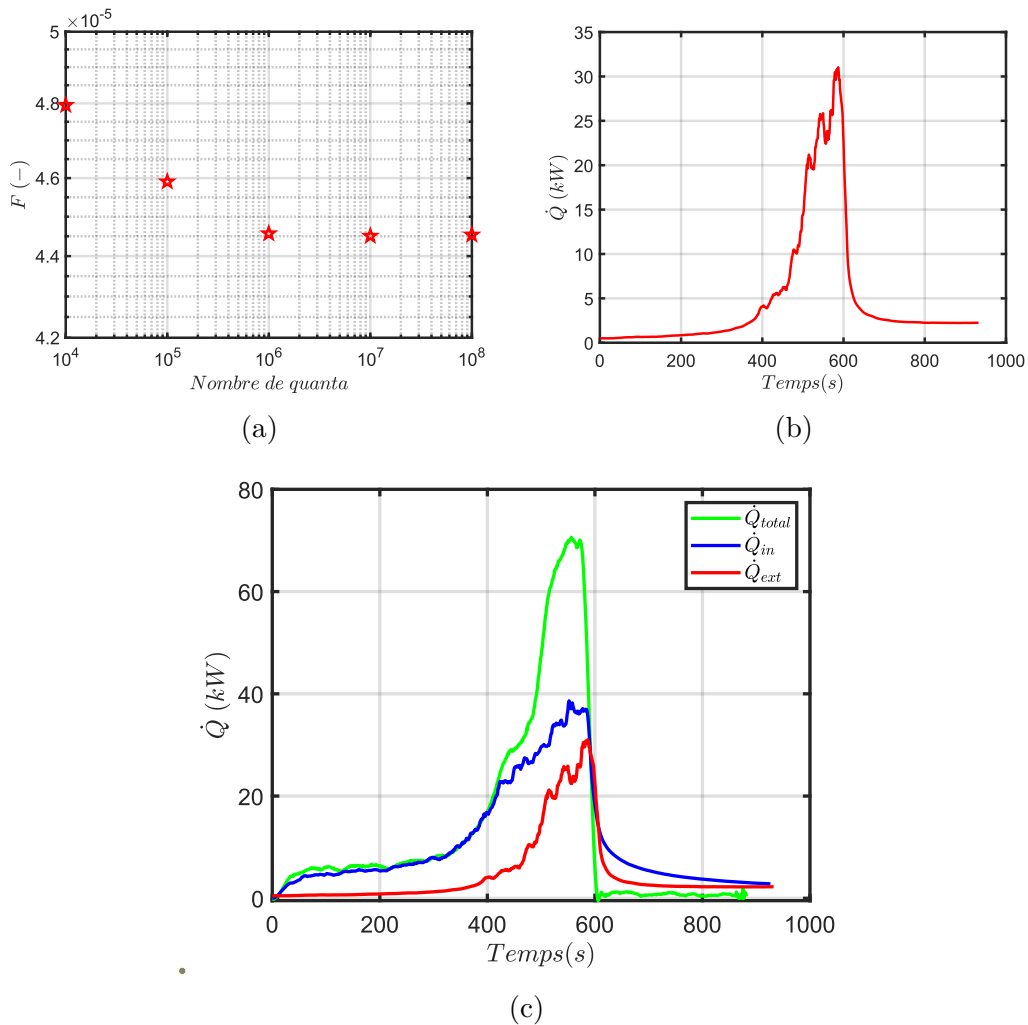


FIGURE 3.24 – (a) Étude de convergence du facteur de forme en fonction du nombre de quanta. (b) Évolution de la puissance dégagée à l’extérieur du compartiment, pour un bac de diamètre $D = 13$ (cm) avec un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.0481$ ($m^{5/2}$). (c) Représente la variation de la puissance à l’intérieur et à l’extérieur du compartiment et la puissance totale estimée à partir de la perte de masse du combustible.

Hauteur de flammes

En général, dans le cas d’un incendie sous-ventilé, on observe des flammes extérieures sortant de l’ouverture. Le flux thermique créé par ces flammes peut être suffisant pour enflammer les matériaux combustibles de la façade. Connaître la quantité d’énergie libérée par ces flammes et leur hauteur sera très utile pour la conception de la structure. Dans la section précédente, nous avons présenté une méthode permettant d’estimer le taux de dégagement de chaleur des flammes extérieures. Dans cette

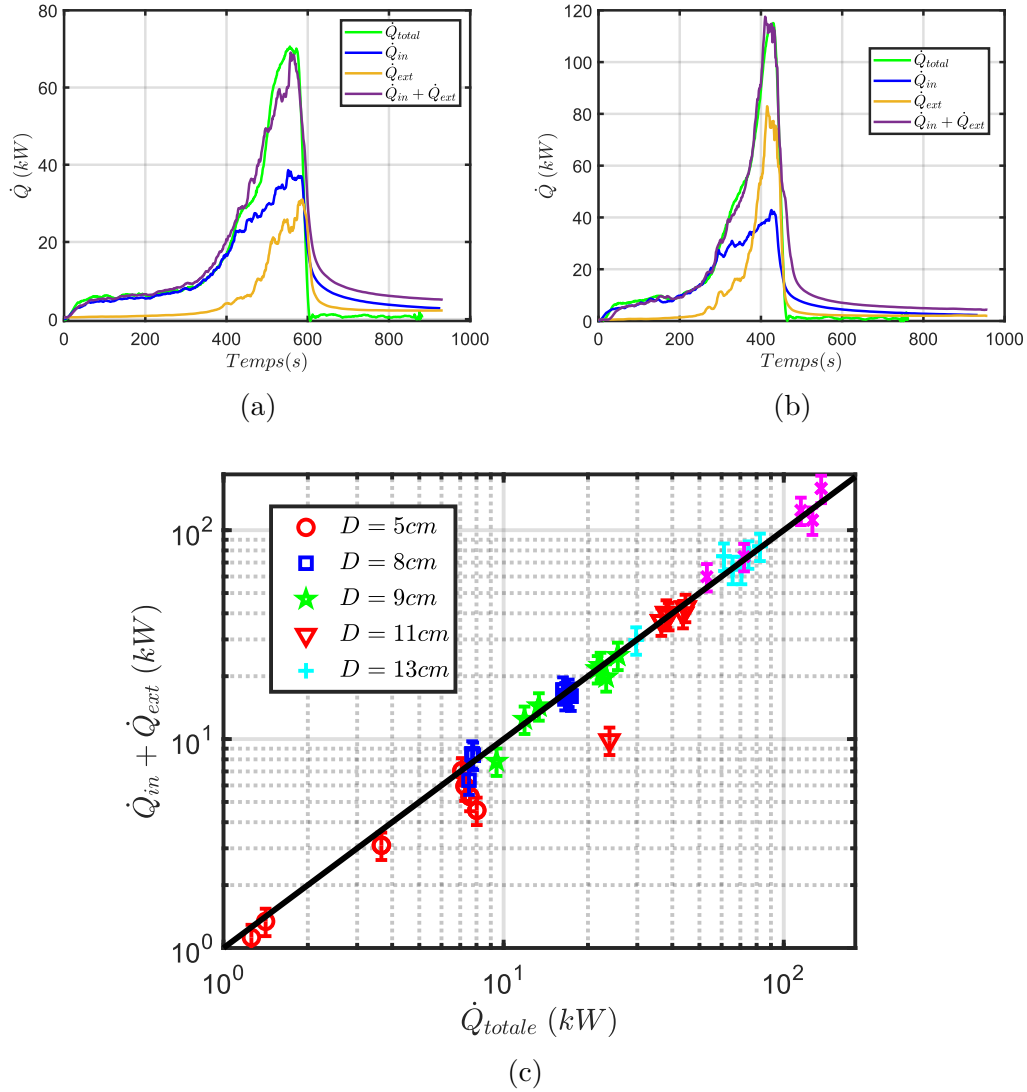


FIGURE 3.25 – (a), (b) Variation des différentes puissances intérieures, extérieures et totales en fonction du temps. (c) Variation de la somme des puissances à l’extérieur (Eq (3.22)) et à l’intérieur (Eq (3.16)) du compartiment en fonction de la puissance totale ($\dot{Q}_{totale} = \chi \times \dot{m}_f \times \Delta H_c$).

section, la hauteur des flammes a été calculée. Les résultats sont présentés sous forme adimensionnelle

$$Z_f = f(\dot{Q}_{ext}^*) , \quad (3.23)$$

Z_f est la hauteur de flamme et \dot{Q}_{ext}^* représente le ratio entre la puissance extérieure et l'enthalpie advectée par l'air [37], ce paramètre est aussi connu comme le nombre de Zukoski [73], il est défini par

$$\dot{Q}_{ext}^* = \frac{\dot{Q}_{ext}}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H}} , \quad (3.24)$$

ρ_0 est la masse volumique de l'air ambiant, C_p est la capacité calorifique spécifique de l'air, T_0 est la température ambiante, g est l'accélération de la gravité et $A\sqrt{H}$ le facteur de ventilation.

La Figure 3.26 ci-dessous montre la variation de la hauteur de flamme en fonction de la puissance adimensionnelle libérée à l'extérieur du compartiment. Comme on peut le constater la hauteur de la flamme est proportionnelle à la puissance adimensionnelle à la puissance 2/5, tout comme dans cas d'un feu à l'air libre.

$$Z_f = 0.55 \times \dot{Q}_{ext}^{*2/5} , \quad (3.25)$$

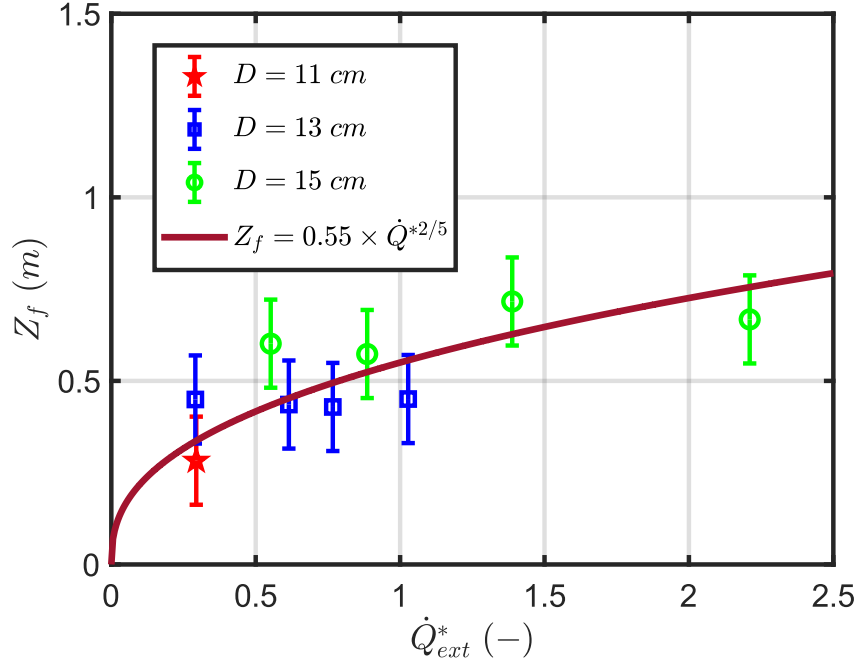


FIGURE 3.26 – Variation de la hauteur de flamme en fonction de la puissance extérieure adimensionnelle.

3.1.4 Résumé

Dans cette partie les essais à échelle réduite ont été présentés et analysés. Cette première étude expérimentale a été consacrée à l'étude des régimes de combustion dans le cas des bacs circulaires avec de l'heptane comme combustible. Une cinquantaine d'essais ont été réalisés en variant la taille du bac (la puissance du foyer) et les dimensions de l'ouverture (le facteur de ventilation). Ces deux paramètres nous ont permis de couvrir les différents régimes de combustion. Le compartiment a été instrumenté pour pouvoir suivre l'évolution des différentes grandeurs telles que, la perte en masse, la température, la concentration en oxygène au niveau du foyer, le flux radiatif et la géométrie des flammes externes.

Comme prévu, deux régimes ont été relevés, un premier régime bien-ventilé pour lequel la combustion est limitée à l'intérieur du compartiment et le second sous-ventilé avec une partie de la combustion à l'extérieur de l'enceinte. La transition entre ces deux régimes survient pour une puissance $\dot{Q} > 400A\sqrt{H}$. Pour un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.006 m^{5/2}$ l'extinction s'est produite avec une concentration en oxygène à l'extinction de 6%.

L'étude s'est également focalisée sur les mesures de puissance à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. Une méthodologie a été mise en place pour estimer ces différentes puissances.

Dans le premier cas où la combustion est limitée à l'intérieur du compartiment, la puissance a été estimée sur la base des mesures de température en utilisant une corrélation similaire à celle développée par McCaffrey, Quintiere et Harkleroad (MQH).

Pour un feu sous-ventilé avec des flammes extérieures, la puissance de ces dernières a été estimée à l'aide d'une méthode de traitement d'image couplée aux mesures du flux thermique radiatif à l'extérieur de l'enceinte et à une méthode de Monte-Carlo.

A partir des images des flammes externes prises à l'aide de caméras visibles perpendiculaires, le volume de la flamme a été reconstruit en supposant une section transversale elliptique. Ensuite, le facteur de forme entre la flamme et le capteur de flux radiatif a été calculé par une méthode de Monte-Carlo. Enfin, la puissance développée à l'extérieur du compartiment a été déduite.

Une relation a été établie entre la variation de la hauteur de flamme et la puissance adimensionnelle externe avec une loi en puissance 2/5.

3.2 Étude à échelle intermédiaire

Comme indiqué dans la revue bibliographique, le type de foyer peut avoir un impact important sur le développement d'un feu confiné. Par exemple, l'utilisation de brûleurs à gaz au lieu de feux de nappe d'hydrocarbures peut conduire à l'apparition d'autres phénomènes tels que des régimes fortement sous-ventilés où la majeure partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment. Un autre avantage important de l'utilisation d'un brûleur à gaz est le contrôle de la puissance du feu, puisque dans ce cas la puissance n'est qu'une fonction du débit de gaz. Afin d'étudier l'effet du type de brûleur, une deuxième campagne expérimentale a été menée au CSTB à une échelle intermédiaire avec un foyer alimenté en propane. Dans cette partie, on présentera et discutera les résultats de ces tests.

3.2.1 Dispositif expérimental

La [Figure 3.27](#) illustre la configuration expérimentale, qui consiste en un compartiment cubique de taille intermédiaire de 1.4 m de côté. Une ouverture en forme de porte de 0.8 m de largeur et de hauteur variable de 0 à 1.4 m, nous a permis de considérer différents facteurs de ventilation ($A\sqrt{H}$), où A est la surface de l'ouverture et H sa hauteur. Les murs sont en béton cellulaire, d'une épaisseur de 20 cm et avec les propriétés thermiques $\rho = 450$ (kg/m^3), $k = 0.11$ ($W/m/K$), $C_p = 1000$ ($J/kg/K$).

Le foyer considéré lors de ces tests est un brûleur carré de 0.17m de côté positionné au milieu du compartiment et alimenté en propane. Le débit de gaz est contrôlé par un débitmètre massique, ce qui permet de contrôler la puissance.

Des mesures de température ont été effectuées à l'intérieur du compartiment et le long du plan de symétrie de la porte. 4 arbres avec 13 thermocouples de type K de 1 mm d'épaisseur chacun ont été utilisés, chacun situé dans un coin comme illustré par la [Figure 3.27](#). Pour le plan de symétrie de la porte, un arbre avec 18 thermocouples a été utilisé.

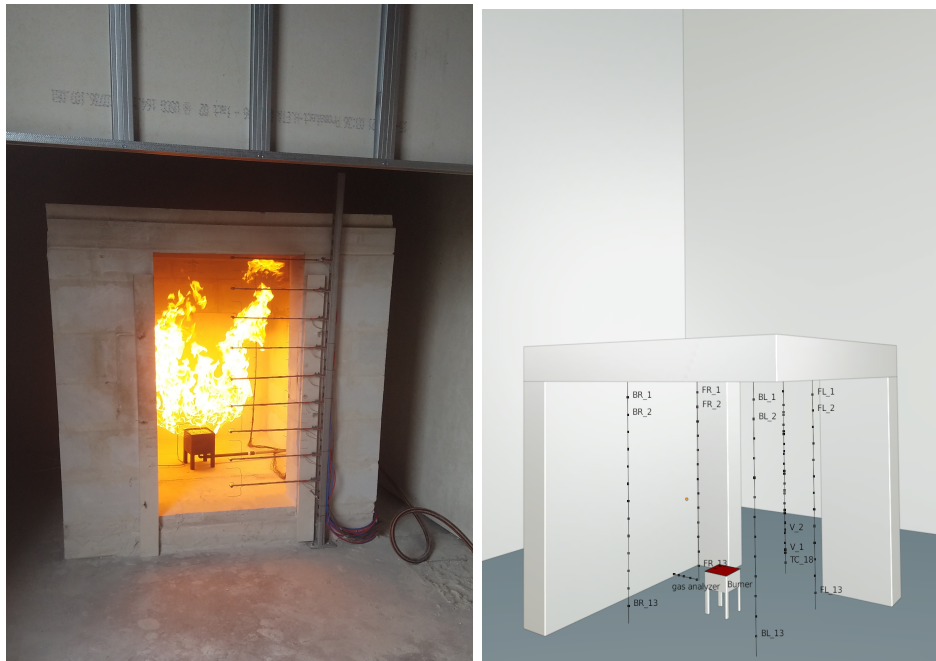
Les concentrations en oxygène, monoxyde de carbone et dioxyde de carbone ont été mesurées avec deux analyseurs, l'un placé au niveau du brûleur et le second dans la partie supérieure de l'enceinte. Des sondes McCaffrey bidirectionnelles [74] ont été utilisées pour mesurer les vitesses au niveau du plan de symétrie de la porte.

3.2.2 Synthèse des essais

Le tableau 3.4 résume les conditions expérimentales de cette seconde campagne expérimentale. Six hauteurs de porte ($H = 1.4, 1, 0.7, 0.5, 0.35, 0.25$ m) ont été considérées avec une largeur fixe de 0.8 m représentant différents facteurs de ventilation. La puissance totale était comprise entre 23 et 230 kW, la puissance est calculée à partir du débit de propane $\dot{Q} = \dot{m}_f \times \Delta H_c$, avec $\Delta H_c = 46.45$ kJ/g [2]. Pour chaque cas expérimental, le taux d'alimentation en propane a été maintenu constant.

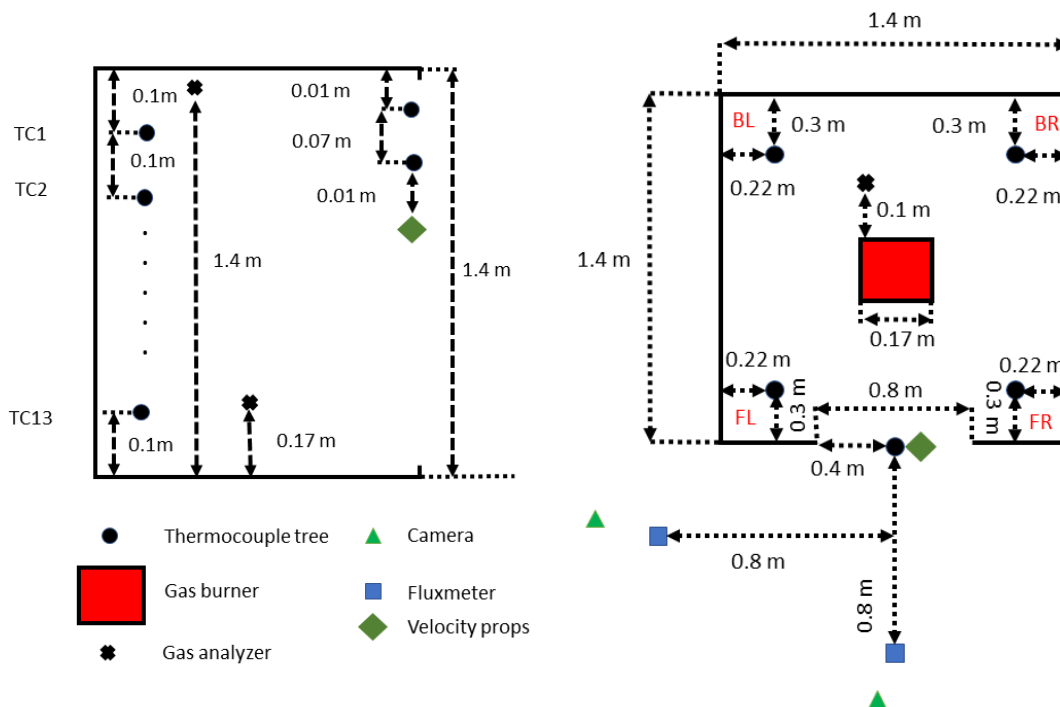
TABLE 3.4 – Récapitulatif des configurations des essais, les cercles rouges indiquent les essais de répétabilité

Taille de l'ouverture (m)		Facteur de ventilation $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	Débit massique du propane (\dot{m}_f) (g/s)
W (m)	H (m)		
0.8	1.4	1.3252	(0.5), 1, 2, 3, 4, 5
0.8	1	0.8	0.5, 1, 2, 3, 4
0.8	0.7	0.46853	0.5, 1, 2, 3
0.8	0.5	0.28284	(0.5), 1, (2), 3, 4, 5
0.8	0.35	0.16565	0.5, 0.75, 1, (1.5), (2), (2.5), 3
0.8	0.25	0.1	0.5, (0.75), 1, (1.25), (1.5), 1.75, (2), 2.5, (3)



(a)

(b)



(c)

(d)

FIGURE 3.27 – Illustration du dispositif expérimental, (a) photo de l'enceinte réelle, (b) maquette 3D donnant un aperçu de l'emplacement des capteurs, (c) et (d) respectivement vue de profil et vue de dessus avec la position exacte des capteurs.

3.2.3 Résultats et discussion

Observations expérimentales et description

Nous avons vu que dans le cas d'un feu de compartiment, deux principaux régimes de combustion sont identifiés comme indiqué ci-dessus. Le premier est appelé régime bien ventilé ou régime contrôlé par le combustible. Comme son nom l'indique, ce régime se produit lorsque la quantité d'oxygène disponible pour la combustion est suffisante. Une combustion complète a lieu exclusivement à l'intérieur du compartiment (Figure 3.28a). Ceci est typiquement le cas avec les plus grandes ouvertures ($H = 1.4, 1, 0.7 m$).

Le régime sous-ventilé ou contrôlé par la ventilation (Figure 3.28b) est le deuxième régime généralement observé. Dans ce régime, l'apport d'air n'est pas suffisant pour maintenir une réaction complète, ce qui entraîne la production de gaz non brûlés. Ces gaz peuvent s'enflammer à l'extérieur de l'enceinte. Par conséquent, la combustion a lieu à la fois à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment et des flammes apparaissent à l'extérieur du compartiment. Il s'agit du régime observé pour les configurations avec une porte de hauteur $H = 0.5$ et $0.35 m$.

Habituellement, avec les feux de gaz on observe une transition directe entre les deux régimes bien-ventilé et sous-ventilé, néanmoins lors des essais avec une ouverture de hauteur $H = 0.35$ et $0.25 m$, un régime intermédiaire apparaît. Ce régime est caractérisé par un comportement oscillant, au cours duquel on a observé une alternance entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. Ce comportement correspond à une série d'équilibres précaires entre la température, la concentration en oxygène et la concentration de carburant. Ce régime sera discuté en détail dans la section 3.2.3.

TABLE 3.5 – Classification des essais en fonction de leur régime de combustion, la couleur verte représente le régime **bien-ventilé**. La couleur orange montre le régime **sous-ventilé** avec des flammes externes. Enfin, la couleur rouge indique les essais pour lesquelles un régime **oscillatoire** a été observée.

\dot{m}_f (g/s) \ $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	1.3252	0.8	0.46853	0.28284	0.16565	0.1
0.5	Green	Green	Green	Green	Green	Green
0.75	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Green	Red
1	Green	Green	Green	Green	Green	Red
1.25	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Red
1.5	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Orange	Red
1.75	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Red
2	Green	Green	Green	Orange	Red	Red
2.5	Hatched	Hatched	Hatched	Hatched	Red	Red
3	Green	Green	Green	Orange	Red	Red
4	Green	Orange	Hatched	Orange	Hatched	Hatched
5	Orange	Hatched	Hatched	Orange	Hatched	Hatched

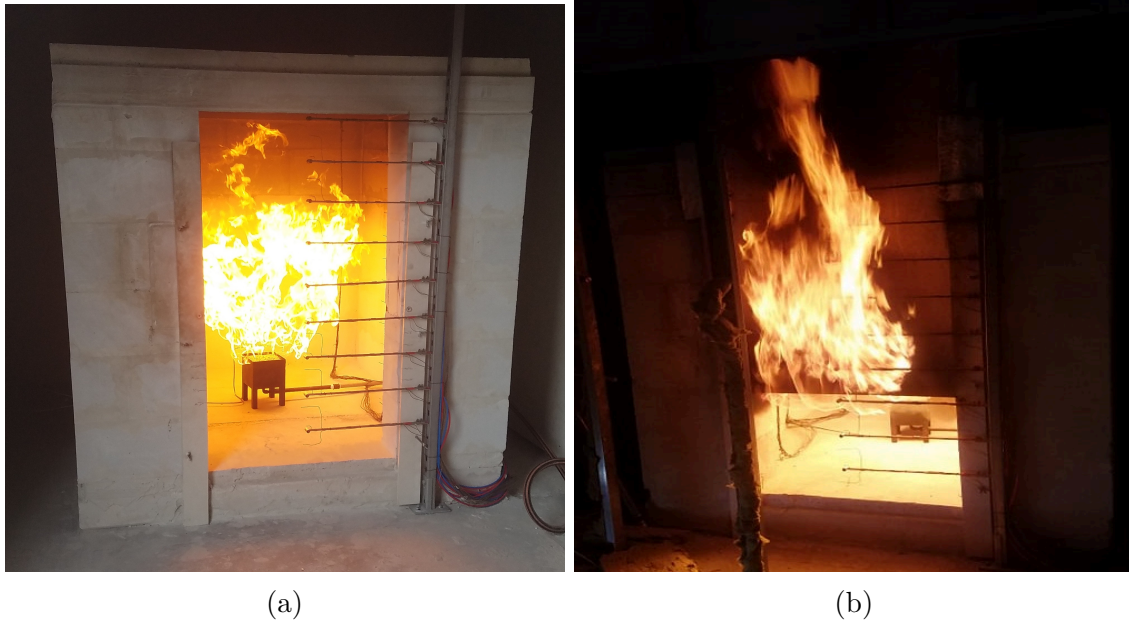


FIGURE 3.28 – (a) régime bien-ventilé ($H = 1.4\text{ m}$), (b) régime sous-ventilé ($H = 0.5\text{ m}$)

Effet du facteur de ventilation et de la puissance du foyer

Au cours de cette étude, deux paramètres principaux ont été modifiés afin d'étudier leur influence sur le régime de combustion. Ces paramètres sont le facteur de ventilation $A\sqrt{H}$ et le débit massique de propane, comme indiqué dans le tableau 3.4.

La Figure 3.29 montre la variation temporelle de la concentration en oxygène et de la température à l'intérieur de l'enceinte pour une valeur fixe du facteur de ventilation ($A\sqrt{H} = 0.8\text{ m}^{5/2}$, $A = 0.8\text{ m}^2$ et $H = 1\text{ m}$) et pour différents débits massiques de propane. Comme on peut le constater, l'augmentation du débit massique de propane entraîne une température plus élevée à l'intérieur de l'enceinte, tandis que la concentration en oxygène à l'intérieur du compartiment diminue.

La Figure 3.30 représente l'évolution de la température et de la concentration en oxygène pour différents facteurs de ventilation. Comme on peut le remarquer, la température à l'intérieur de l'enceinte augmente lorsque le facteur de ventilation diminue. Ceci est dû au remplissage du compartiment par la fumée. Un autre effet important du facteur de ventilation apparaît surtout pour $A\sqrt{H} = 0.1\text{ m}^{5/2}$. Dans ce cas, on observe des oscillations de la température et de la concentration en oxygène. Ces oscillations disparaissent soudainement pour laisser place à un régime sous-ventilé. Les caractéristiques de ce régime seront discutées par la suite.

Mesure de vitesse et de débit

L'évolution d'un feu de compartiment dépend fortement de la quantité d'air entrant par les ouvertures. Dans ce travail, les débits massiques d'air entrant et sortant sont estimés en intégrant le flux massique à travers la porte en utilisant la relation suivante

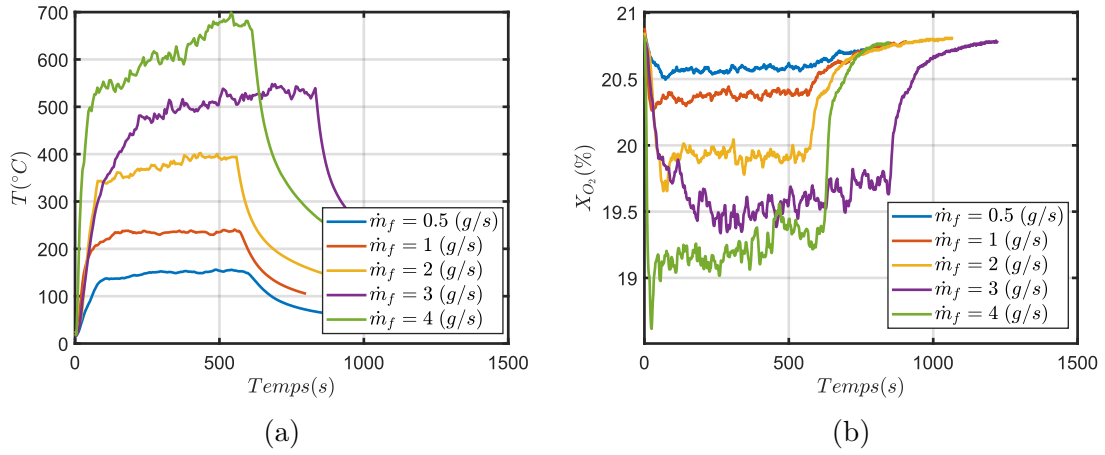


FIGURE 3.29 – Évolution temporelle de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.

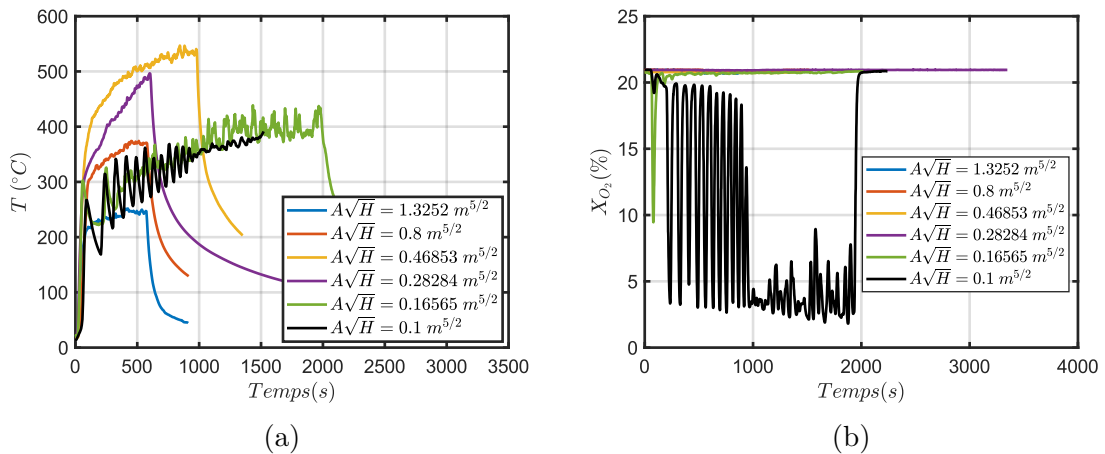


FIGURE 3.30 – Évolution temporelle de la concentration en oxygène et de la température pour différents facteurs de ventilation.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{in} &= W \int_0^{H_n} \rho(z) v(z) dz \\ \dot{m}_{out} &= W \int_{H_n}^H \rho(z) v(z) dz \quad \text{avec} \quad \rho(z) = \frac{\rho_0 T_0}{T(z)}, \end{aligned} \quad (3.26)$$

où $\rho(z)$, $T(z)$, $v(z)$ sont respectivement la masse volumique, la température et la vitesse au plan de symétrie de la porte et à une position verticale donnée z . ρ_0 , T_0 sont respectivement la masse volumique de l'air ambiant et la température ambiante. $W = 0.8 \text{ m}$ est la largeur de l'ouverture. H_n est la hauteur du plan neutre.

Les vitesses au niveau de la porte ont été mesurées à l'aide de sondes de McCaffrey bidirectionnelles. Près de chaque sonde de vitesse a été placé un thermocouple pour obtenir la température du gaz.

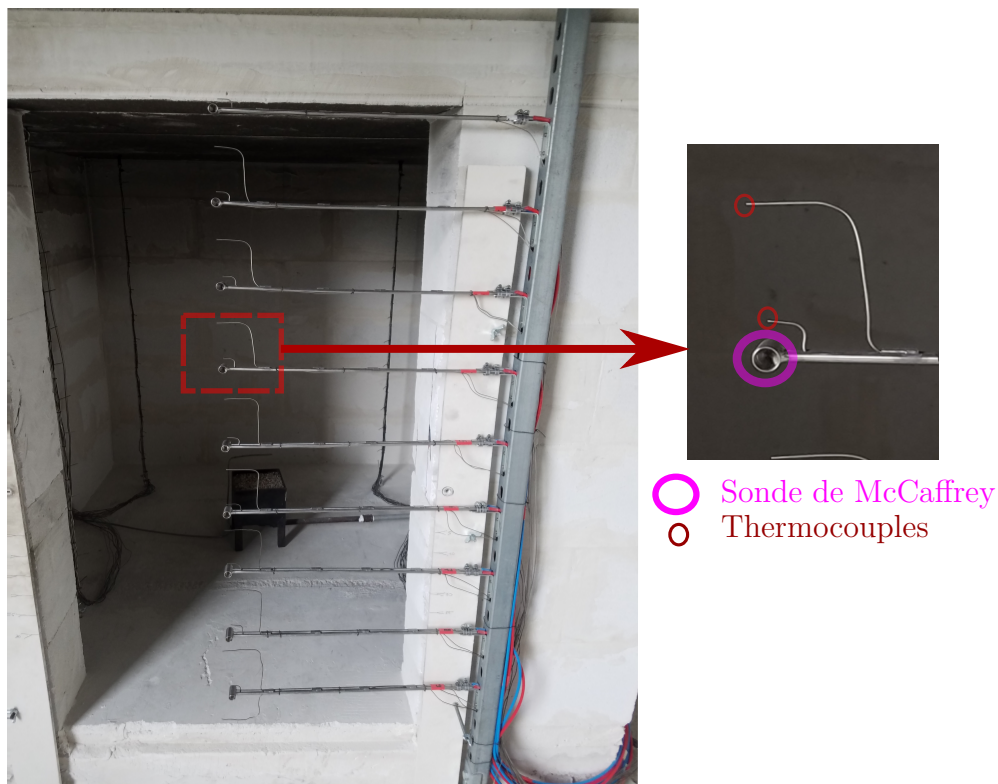


FIGURE 3.31 – Positions des sondes McCaffrey et des thermocouples au niveau de la porte.

En se basant sur l'équation de Bernoulli, la vitesse est donnée par la formule

$$V = K \times \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}}, \quad (3.27)$$

où K est le coefficient déprimogène de la sonde, $|\Delta P|$ la différence de pression entre les deux orifices de la sonde et ρ la masse volumique obtenue grâce à la loi des gaz parfaits $\rho = \frac{\rho_0 T_0}{T}$.

Le coefficient déprimogène est un paramètre très important et spécifique à chaque sonde. Pour obtenir ce coefficient, toutes les sondes ont été calibrées en soufflerie. Le

tableau 3.6 ci-dessous reprend les différentes valeurs des coefficients déprimogènes pour les sondes utilisées dans ce travail.

TABLE 3.6 – Synthèse des coefficients déprimogènes pour les différentes sondes. K 1 et K 2 indiquant un côté de la sonde.

Sonde 1		Sonde 2		Sonde 3		Sonde 4		Sonde 5	
K 1	K 2	K 1	K 2	K 1	K 2	K 1	K 2	K 1	K 2
0.67	0.82	0.83	0.81	0.84	0.89	0.86	0.88	0.67	0.79

Sonde 6		Sonde 7		Sonde 8		Sonde 9	
K 1	K 2	K 1	K 2	K 1	K 2	K 1	K 2
0.78	0.87	0.83	0.86	0.89	0.77	0.90	0.80

Les [Figure 3.32a](#) et [Figure 3.32b](#) montrent un exemple de la variation du profil de vitesse et de température au niveau du plan de symétrie de la porte pour un essai avec une puissance $\dot{Q} = 46.45$ (kW) et un facteur de forme $A\sqrt{H} = 1.3252$ ($m^{5/2}$). La [Figure 3.32c](#) présente la variation typique du débit d'air entrant dans le compartiment et le débit de fumée sortant de l'enceinte, calculés en utilisant l'équation 3.26. La [Figure 3.32d](#) donne la variation de la valeur moyenne (ligne rouge [Figure 3.32c](#)) du débit d'air entrant dans le compartiment en fonction du facteur de ventilation. Comme on peut le constater, le débit d'air mesuré est inférieur au débit d'air théorique $\dot{m}_{in} = 0.5 \times A\sqrt{H}$. Cette valeur théorique est presque atteinte pour l'expérience avec un HRR de 232 kW et un facteur de ventilation de $A\sqrt{H} = 0.28284$ ($m^{5/2}$) qui était une configuration extrêmement sous-ventilée.

Régime oscillatoire

La transition entre les deux régimes bien-ventilé et sous-ventilé est complexe. En effet, dans certains cas, il n'y a pas de transition visible entre les deux régimes. Ceci est typiquement observé pour le cas des ouvertures de 1.4, 1, 0.7 0.5 m. Au contraire avec une hauteur d'ouverture de 0.35, 0.25 m un régime intermédiaire apparaît. Ce régime est caractérisé par un comportement oscillant, au cours duquel nous avons observé une alternance entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. Dans la littérature, le comportement oscillatoire a été observé et étudié principalement dans le cas de feux de nappes liquides, contrairement au cas présent où ces instabilités ont été observées dans le cas d'un brûleur à gaz. Cela montre que ces instabilités sont également dues aux conditions de ventilation et pas seulement à la pyrolyse du combustible liquide.

La [Figure 3.33](#) montre les différentes étapes d'un cycle en régime de combustion oscillatoire. Ces phases peuvent être résumées de la manière suivante :

1. Au début, le feu évolue dans un régime bien ventilé.
2. La concentration en oxygène décroît et certaines flammes commencent à se

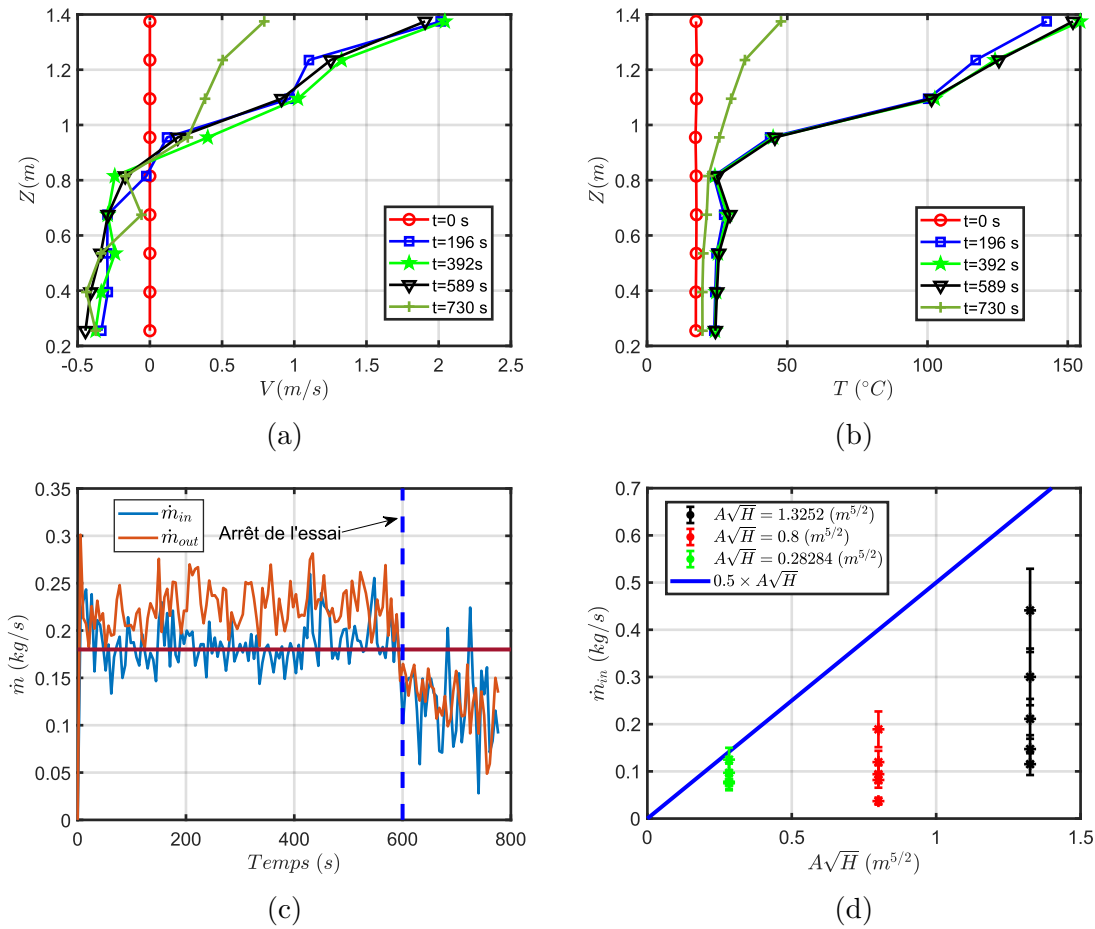


FIGURE 3.32 – Profil de vitesse (a) et de température (b). (c) variation temporelle du débit d'air entrant et du débit de fumée sortant. (d) Variation du débit d'air entrant en fonction de facteur de ventilation.

détacher du foyer principal (voir [Figure 3.33](#) cercle violet) et migrent vers l'ouverture.

3. La température augmente et les imbrûlés commencent à s'enflammer.
4. À ce stade, tous les gaz non brûlés entrent en réaction, créant un environnement de surpression à l'intérieur du compartiment, ce qui limite l'entrée d'air dans le compartiment.
5. Une conséquence directe du manque d'oxygène est que le feu s'affaiblit et s'approche de l'extinction.
6. Cette diminution de la puissance crée une dépression à l'intérieur du compartiment. Ainsi, l'apport d'oxygène augmente, et le feu revient à son état initial.
7. Ce cycle se répète plusieurs fois avant de disparaître.

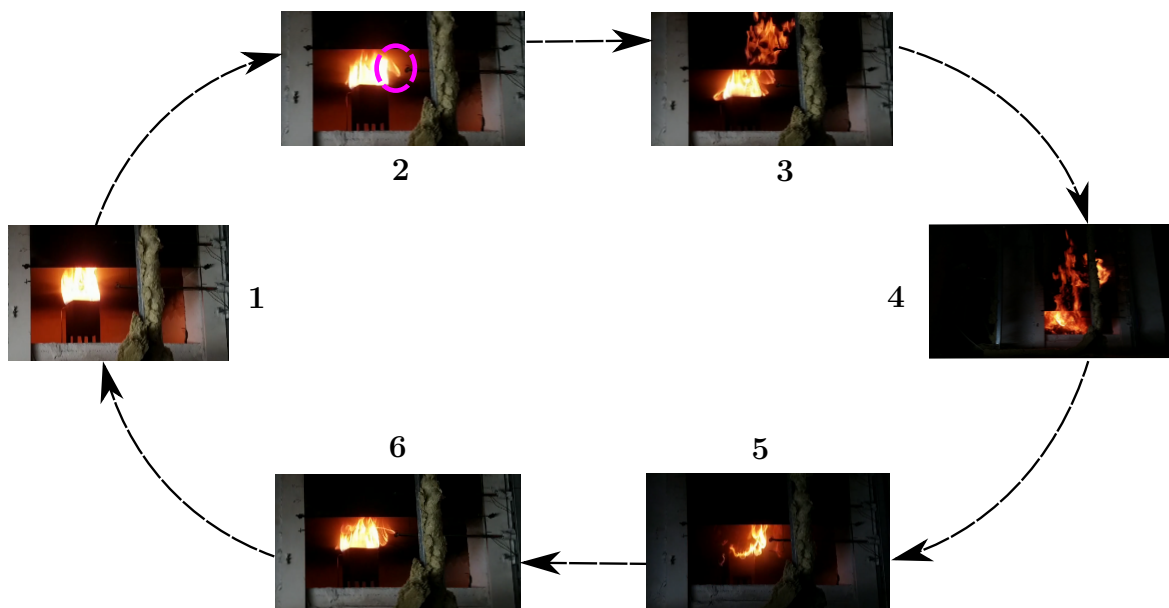
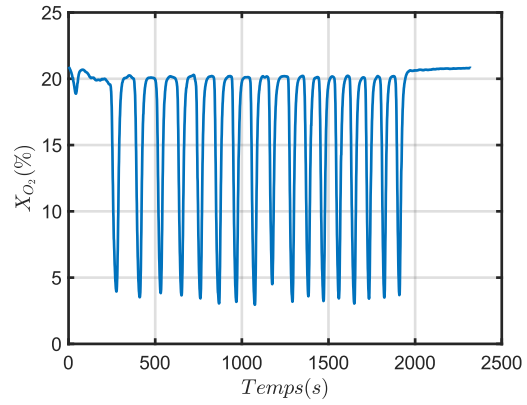
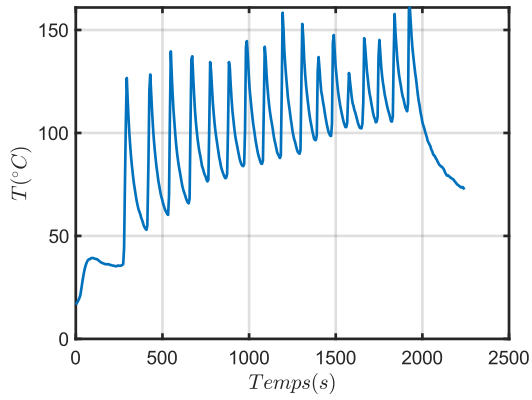


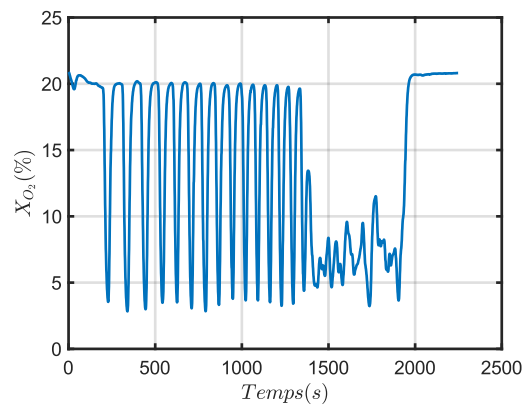
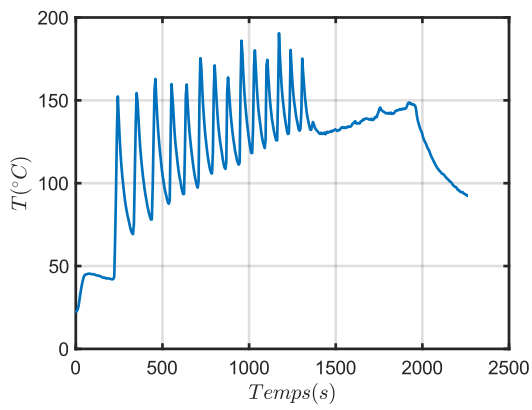
FIGURE 3.33 – Illustration des phases d'un régime oscillatoire.

La variation temporelle de la température et de la concentration en oxygène pour les différents débits de propane est présentée sur la [Figure 3.34](#). Comme on peut le voir, deux comportements distincts peuvent être observés. Dans le premier, les oscillations de la température et de la concentration de gaz sont observées tout au long de l'expérience [Figure 3.34a](#). Dans le second cas, ces oscillations sont temporaires ou transitoires. Le phénomène dure un temps donné puis s'arrête brusquement [Figure 3.34b](#). La [Figure 3.35a](#) rapporte la variation du nombre de cycles en fonction du débit du propane. Cette courbe met en évidence l'effet de la puissance sur l'évolution de ces instabilités, en effet, lorsque le débit de propane augmente on voit que le nombre de cycle d'oscillations diminue proportionnellement.

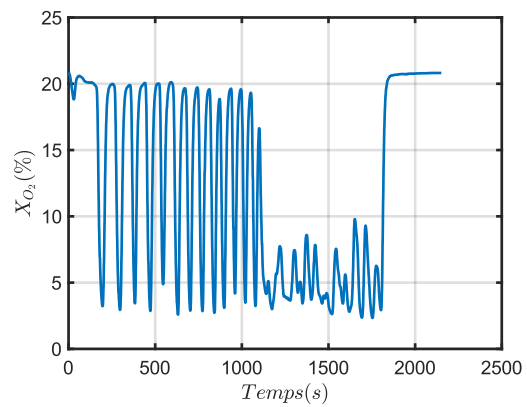
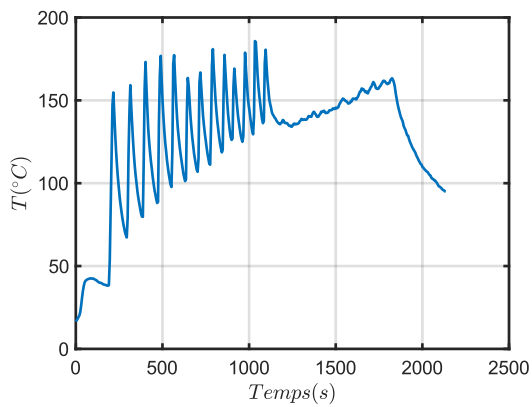
Dans le même esprit, une autre conséquence de l'augmentation de la puissance est observée sur le début du comportement oscillatoire. Plus la puissance est grande, plus l'apparition de ce régime oscillatoire est précoce. Parallèlement la durée de ce régime diminue, comme le montre la [Figure 3.35b](#) et [Figure 3.35c](#) où sont représentés respectivement le temps de déclenchement et la durée du comportement oscillatoire.



(a) $\dot{m}_f = 1.25 \text{ (g/s)}$

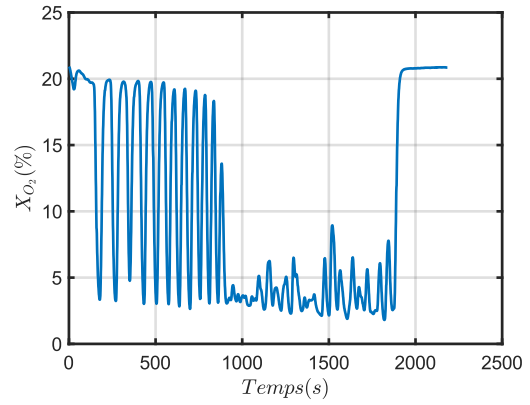
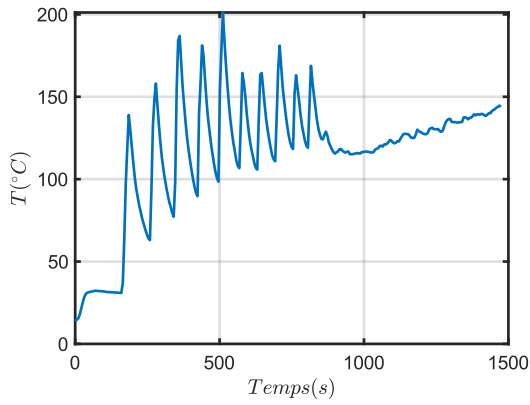


(b) $\dot{m}_f = 1.5 \text{ (g/s)}$

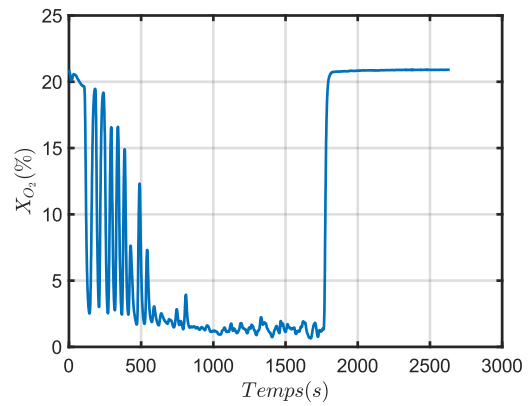
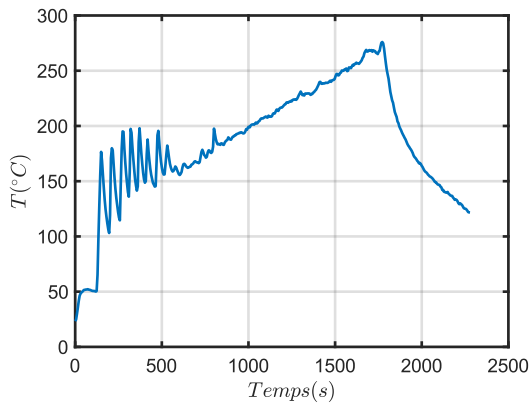


(c) $\dot{m}_f = 1.75 \text{ (g/s)}$

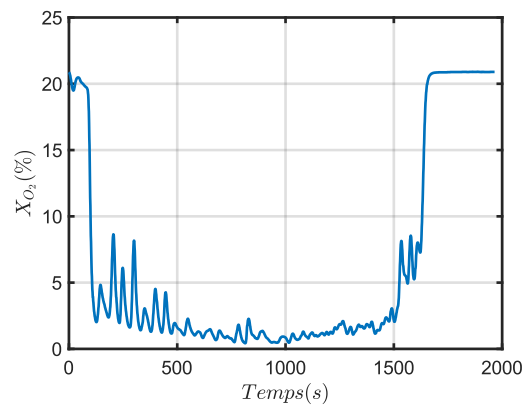
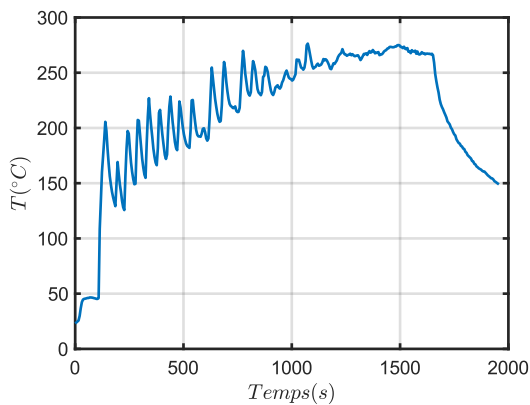
FIGURE 3.34 – Évolution de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.



(d) $\dot{m}_f = 2 \text{ (g/s)}$



(e) $\dot{m}_f = 2.5 \text{ (g/s)}$



(f) $\dot{m}_f = 3 \text{ (g/s)}$

FIGURE 3.34 – Évolution de la température et de la concentration en oxygène pour différents débits de propane.

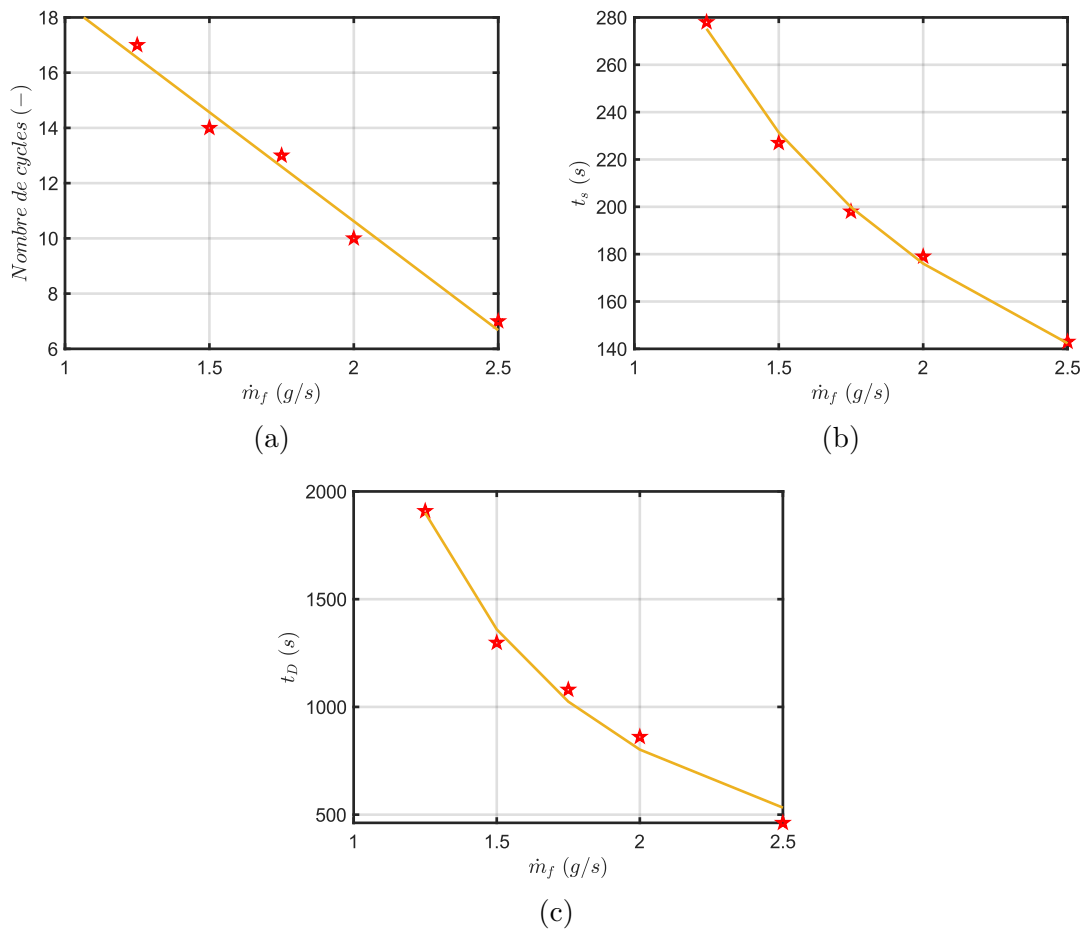


FIGURE 3.35 – Variation du nombre de cycle d’oscillation (a), du temps de début des oscillation (b), de la durée de régime oscillatoire en fonction du débit de propane.

De plus, l'analyse des [Figure 3.34](#) révèle que la période d'oscillation dépend du débit de gaz et que cette période n'est pas constante dans le temps. Afin d'étudier l'évolution de la période d'oscillation, une transformée de Fourier rapide (FFT) a été appliquée au signal de concentration en oxygène, comme illustré sur la [Figure 3.36a](#). La fréquence dominante est ensuite obtenue et représentée sur la [Figure 3.36b](#) en fonction du flux massique de gaz. On peut clairement observer que la fréquence dominante augmente lorsque le débit massique de combustible augmente. Ces fréquences varient entre 0.009 et 0.019 Hz. D'autre part, l'amplitude des oscillations diminue avec l'augmentation du débit de propane, ce qui était prévu puisque, comme mentionné précédemment, lorsque le débit de gaz augmente, les oscillations ont tendance à disparaître. Cela indique que le feu devient complètement sous-ventilé et que des flammes apparaissent constamment à l'extérieur du compartiment à travers l'ouverture.

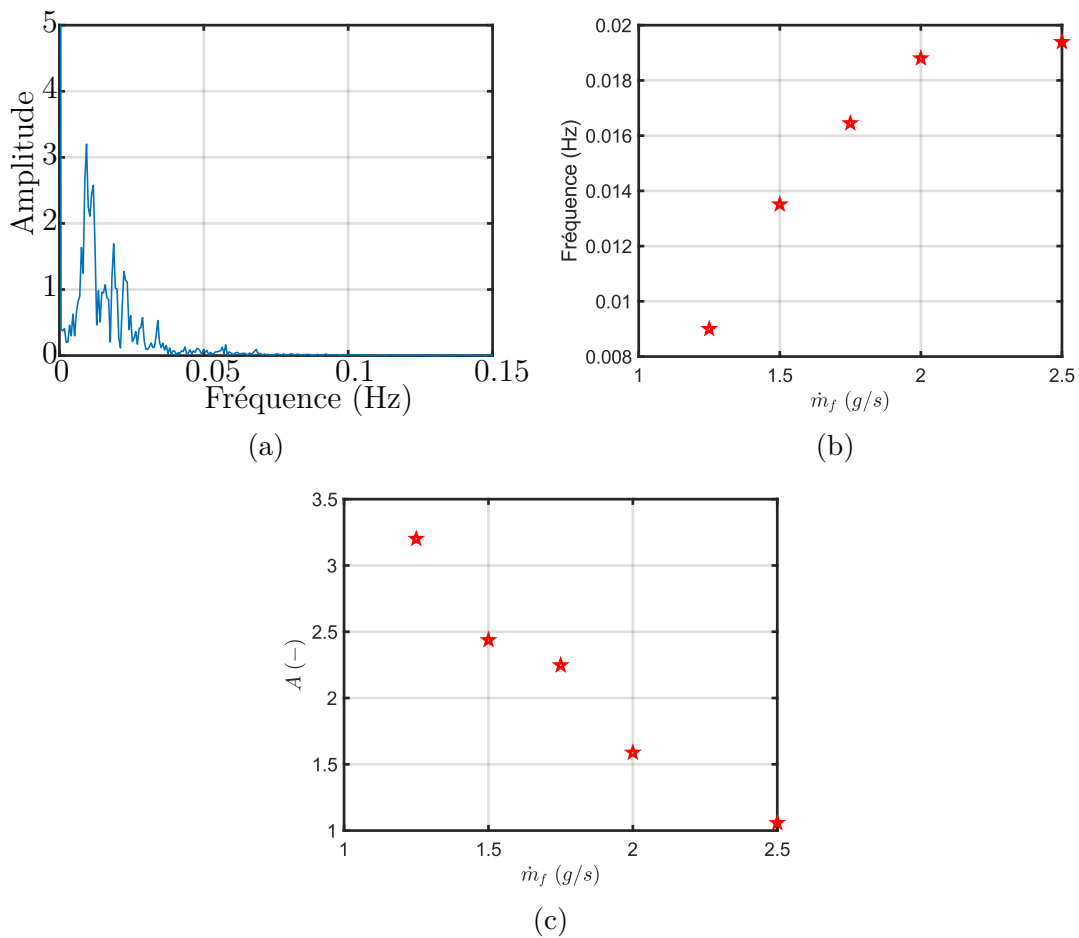


FIGURE 3.36 – Variation de l'amplitude et la fréquence dominante des oscillations en fonction du débit de gaz.

Répetabilité des expériences

En vue d'évaluer la reproductibilité des expériences, certains tests ont été effectués deux fois, comme indiqué dans le tableau 3.4. La [Figure 3.37](#) illustre la comparaison entre les évolutions temporelles de la température et la concentration en oxygène au

niveau du brûleur. Si l'on compare les résultats obtenus on peut observer de légères différences entre les expériences originales et les tests de répétabilité. Cependant, ces variations restent raisonnables compte tenu des incertitudes liées au capteur lui-même (1% de la pleine échelle) pour les analyseurs de gaz et ($\pm 1.5\text{ }^\circ\text{C}$) pour les thermocouples (voir tableau A.1). En tenant compte de ces remarques, on peut considérer que les tests sont reproductibles.

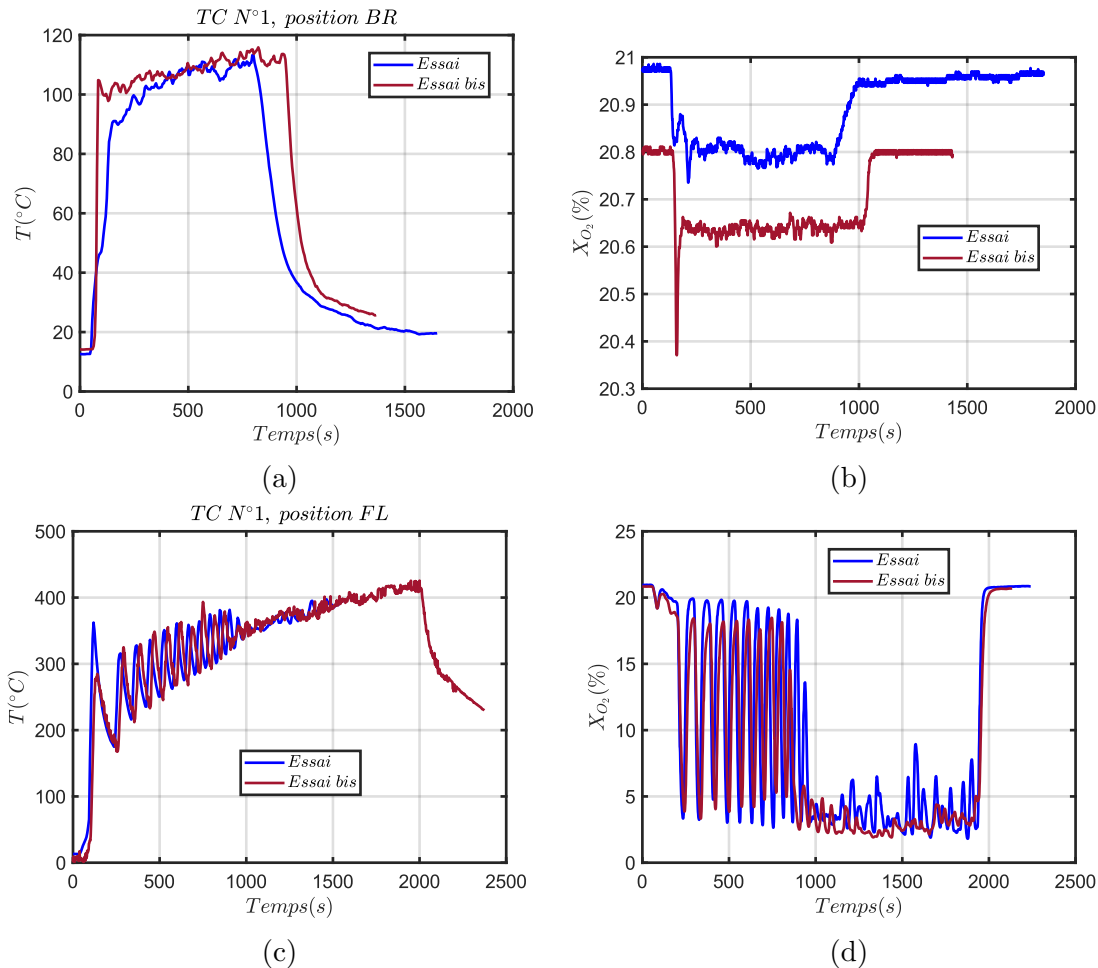


FIGURE 3.37 – Évolution temporelle de la température et de la concentration en oxygène au niveau du brûleur. Les courbes (a) et (b) sont obtenues pour une puissance $\dot{Q} = 23.22\text{ kW}$ ($\dot{m}_f = 0.5\text{ g/s}$) et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 1.3252\text{ m}^{5/2}$. Les graphiques (c) et (d) sont enregistrés pour une puissance $\dot{Q} = 92.9\text{ kW}$ ($\dot{m}_f = 2\text{ g/s}$) et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.1\text{ m}^{5/2}$.

Estimation de la puissance dégagée à l'intérieur du compartiment

Comme évoqué précédemment dans la section 3.1.3, la variation de la température de la couche chaude dépend de la puissance, des pertes thermiques et du facteur de ventilation. Cette dépendance peut être exprimée par la corrélation établie par McCaffrey, Quintiere, et Harkleroad [27].

$$\Delta T = 6.85 \left(\frac{\dot{Q}^2}{A\sqrt{H}h_k A_T} \right)^{1/3}, \quad (3.28)$$

La méthodologie décrite dans la section 3.1.3 a été appliquée pour évaluer la variation de la température de la couche chaude en fonction des pertes thermiques et du facteur de ventilation. Tout d'abord, on évalue le coefficient d'échange thermique défini de la manière suivante :

$$h_k = \sqrt{\frac{k\rho c}{t}} \quad \text{pour } t < t_p \quad (3.29)$$

étant donné que la durée des essais (30 min au maximum) est inférieure au temps de pénétration thermique

$$t_p = \frac{\delta^2 \rho C_p}{4k} \approx 11 \text{ h}, \quad (3.30)$$

avec $\delta = 0.2 \text{ (m)}$, $\rho = 450 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, $k = 0.11 \times 10^{-3} \text{ (kW/m/K)}$, $C_p = 1 \text{ (kJ/kg/K)}$. Le deuxième paramètre à estimer est la hauteur de l'interface (H_n) entre la couche chaude et la couche froide. La position de l'interface a été déterminée grâce à l'équation suivante

$$H_n = \frac{T_{low} \left(\int_0^H T(z) dz \times \int_0^H \frac{1}{T(z)} dz - H^2 \right)}{T_{low}^2 \int_0^H \frac{1}{T(z)} dz - 2HT_{low} + \int_0^H T(z) dz}, \quad (3.31)$$

Lorsque la hauteur de l'interface est déterminée, tous les thermocouples situés au-dessus de cette hauteur sont moyennés pour évaluer la température moyenne de la couche chaude. La Figure 3.38 illustre l'évolution de la température moyenne de la couche chaude en fonction de la puissance du feu, des pertes thermiques et du facteur de ventilation. Comme indiqué par la corrélation de MQH (Eq (3.28)), il existe une relation linéaire entre la variation de la température moyenne de la couche chaude et le rapport $\left(\frac{\dot{Q}^2}{A\sqrt{H}h_k A_T} \right)^{1/3}$. Cette relation linéaire n'est observée que pour le régime bien-ventilé avec une combustion exclusivement à l'intérieur du compartiment. On obtient

$$\Delta T = 6.5 \left(\frac{\dot{Q}^2}{A\sqrt{H}h_k A_T} \right)^{1/3}, \quad (3.32)$$

En réalité, comme les mesures de température sont faciles à réaliser, ce type de corrélation peut être utilisé pour estimer la puissance de feu libérée à l'intérieur du compartiment

$$\dot{Q}_{in} = \sqrt{\left(\frac{\Delta T}{6.5} \right)^3 \times \left(h_k A_k A\sqrt{H} \right)}. \quad (3.33)$$

Comme on pouvait s'y attendre dans le cas d'un feu bien ventilé, la puissance du feu estimée à l'aide des mesures de température présente un bon accord avec la puissance expérimentale déduite du débit de combustible, puisque la combustion a lieu uniquement à l'intérieur du compartiment (voir Figure 3.39a). Cependant, avec le régime sous-ventilé, la puissance calculée par les mesures de température sous-estime

la puissance du feu. Ceci est prévisible puisque la puissance calculée par cette méthode ne représente que la puissance libérée à l'intérieur du compartiment, à laquelle il faut ajouter la puissance libérée à l'extérieur pour remonter à la puissance totale du foyer (voir Figure 3.39b).

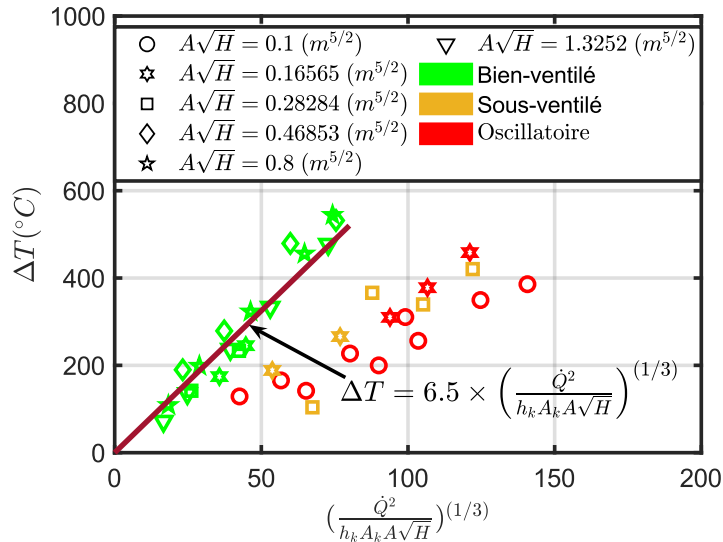


FIGURE 3.38 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la relation MQH.

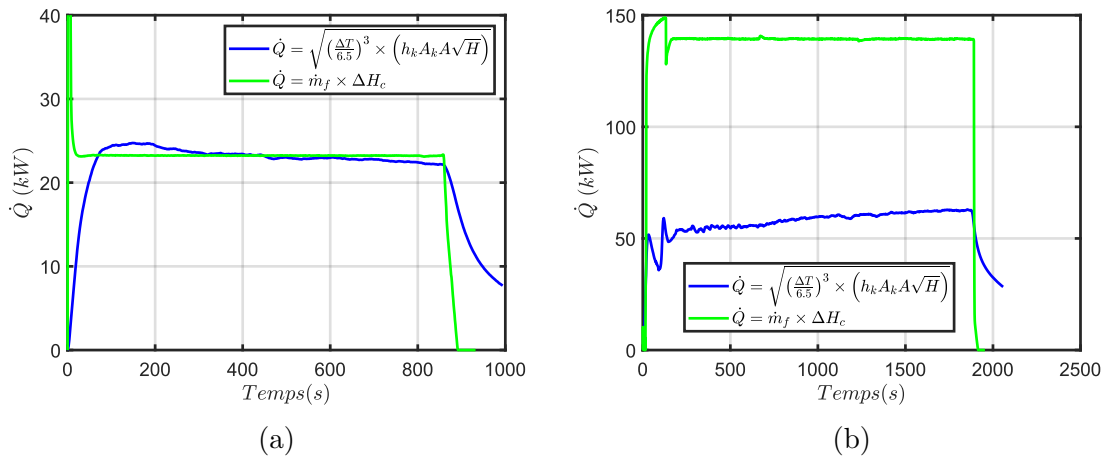


FIGURE 3.39 – Comparaison entre la puissance calculée par perte de masse en vert et la puissance calculée par mesure de température en bleu. (a) cas d'un régime bien-ventilé ($\dot{m}_f = 0.5$ g/s et $A\sqrt{H} = 0.28285$ ($m^{5/2}$)), (b) régime sous-ventilé ($\dot{m}_f = 3$ g/s et $A\sqrt{H} = 0.16565$ ($m^{5/2}$)).

Estimation de la puissance libérée à l'extérieur de l'enceinte

Pour mesurer la puissance du feu libérée à l'extérieur du compartiment, la technique décrite dans la partie précédente (voir la section 3.1.3) a été utilisée, à savoir :

- Transformation des images prises lors de l'essai en images binaires comme illustré sur la [Figure 3.40a](#) et la [Figure 3.40b](#).
- Reconstruction de la surface de la flamme considérant une section transversale elliptique (voir [Figure 3.23c](#)).
- Le facteur de forme entre la flamme et le fluxmètre est calculé par la méthode de Monte-Carlo. La [Figure 3.41](#) montre l'évolution du facteur de forme en fonction du nombre de quanta considérés. Comme on peut le voir, la variation du facteur de forme présente un comportement quasi stable à partir de 5×10^7 millions de quanta. C'est cette valeur de 5×10^7 de quanta qui a été utilisée ici pour caractériser la flamme. Cela représente une erreur relative de 6 % par rapport à une discrétisation en 10^8 quanta.
- La puissance radiative est donnée par

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{S \times \dot{q}''}{F}, \quad (3.34)$$

où S est la surface du capteur, F est le facteur de forme entre la flamme et le capteur, et \dot{q}'' est le flux radiatif mesuré.

- La puissance de la flamme \dot{Q}_{ext} :

$$\dot{Q}_{ext} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\chi_{rad}}, \quad (3.35)$$

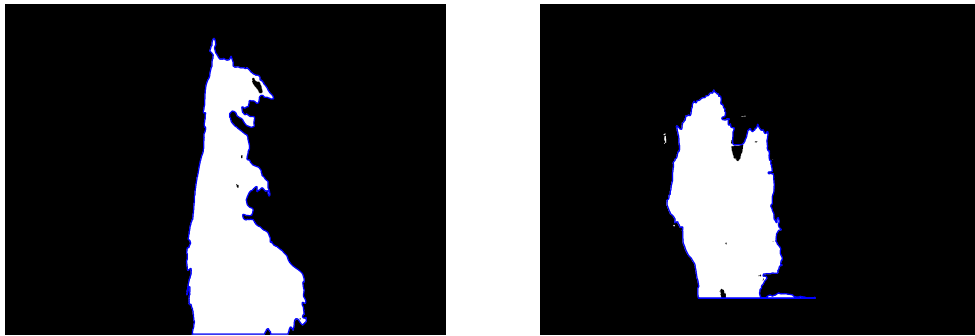
avec $\chi_{rad} = 0.3$ la fraction radiative [2].

La [Figure 3.42](#) présente la variation de la puissance mesurée à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. La somme de ces deux puissances est également comparée à la puissance totale dégagée par le brûleur. Les [Figure 3.42a](#) et [Figure 3.42b](#) sont les résultats de deux essais avec des facteurs de ventilation de $A\sqrt{H} = 0.8 \text{ m}^{5/2}$ et $A\sqrt{H} = 0.1 \text{ m}^{5/2}$, ainsi que des débits de propane de 4 g/s et 1.5 g/s .

Comme on peut le remarquer, deux comportements peuvent être observés. Premièrement, pour le régime sous-ventilé ([Figure 3.42a](#)), la puissance mesurée donne une estimation raisonnable de la puissance totale. De plus, le comportement est assez stable puisque dans ce cas il y avait constamment une flamme à l'extérieur du compartiment.

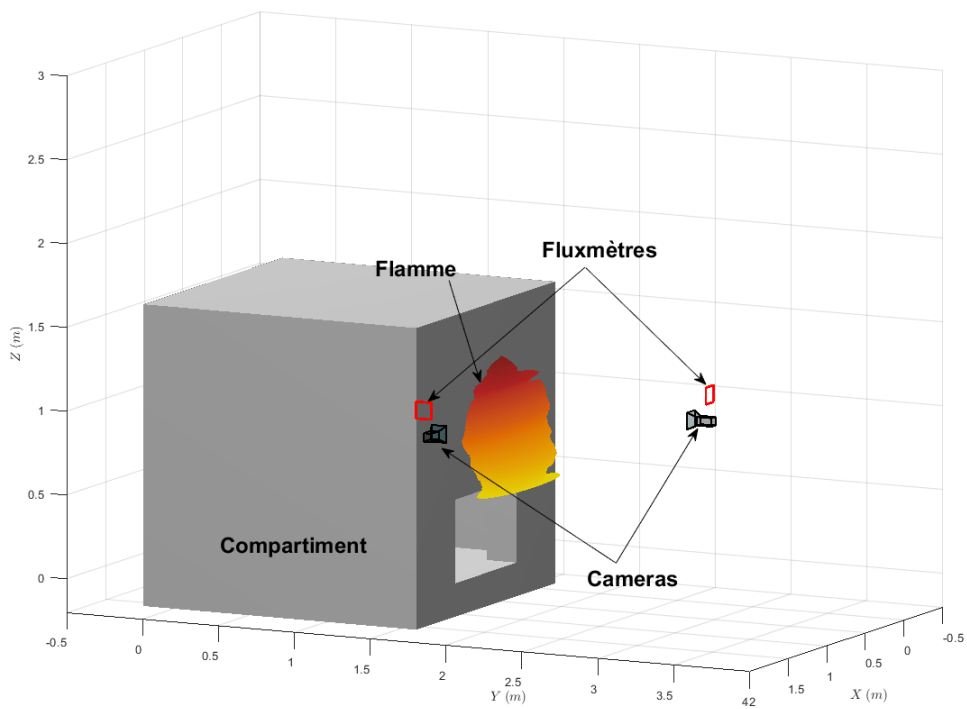
Deuxièmement, pour le régime oscillatoire ([Figure 3.42b](#)), la méthode ne donne pas une bonne estimation de la puissance de la flamme. Cependant, une fois ce régime transitoire passé, c'est-à-dire lorsque l'on passe à une configuration où la flamme est en permanence à l'extérieur, la puissance mesurée est correctement estimée comme le montre le zoom de la [Figure 3.42b](#).

La [Figure 3.42c](#) montre la variation de la puissance mesurée (à l'intérieur (Eq (3.33)) et à l'extérieur (Eq (3.35))) en fonction de la puissance du brûleur (\dot{Q}_{totale}). Ici les valeurs moyennes sont présentées. On observe que pour un facteur de ventilation de 0.1, seules les expériences où le comportement oscillatoire a été dépassé sont présentées, à savoir les essais avec un débit de propane entre 1.5 g/s et 3 g/s . Les résultats montrent qu'il y a un accord satisfaisant entre la puissance du brûleur et la puissance mesurée avec une erreur relative entre 20% et 25%.



(a)

(b)



(c)

FIGURE 3.40 – Illustration de la méthode de reconstruction de la flamme utilisant deux images prises lors d'un essai.

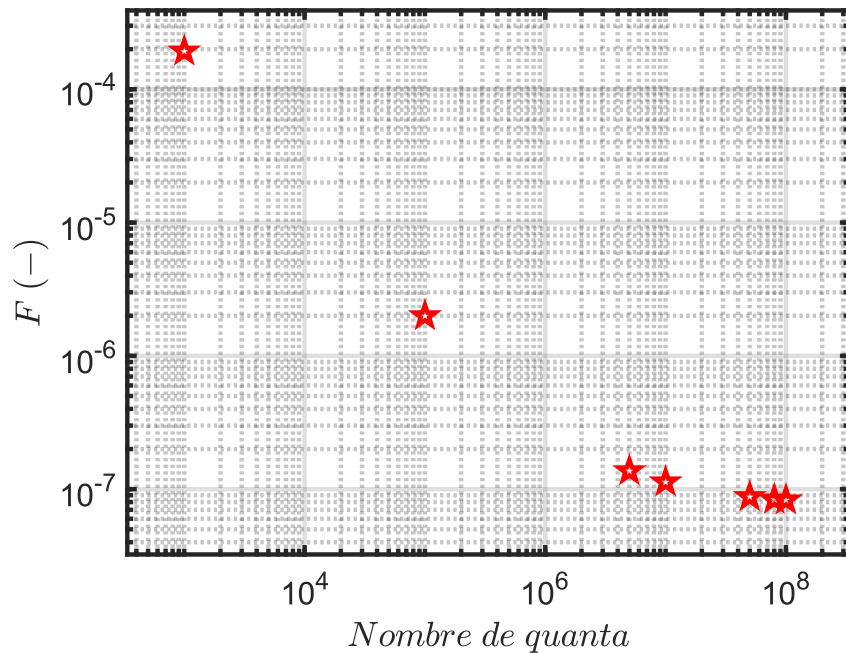


FIGURE 3.41 – Évolution du facteur de forme en fonction du nombre de quanta considérés.

3.2.4 Résumé

Cette section a présenté une étude expérimentale des régimes de combustion pendant un incendie de compartiment à l'échelle intermédiaire. Les expériences ont été réalisées au CSTB dans un compartiment cubique de 1.4 m de côté. Pour ces expériences, un brûleur au propane a été utilisé comme foyer. Comme cela avait été fait lors des essais à petite échelle, le facteur de ventilation a été varié en modifiant la hauteur de la porte. La variation de ces deux paramètres (puissance et facteur de ventilation) nous a permis d'explorer les différents régimes de combustion. En plus des deux régimes (bien-ventilé & sous-ventilé) communément identifiés dans la littérature, un régime transitoire caractérisé par un comportement oscillatoire a été observé. Ce régime instable est caractérisé par une alternance entre les régimes bien-ventilé et sous-ventilé, ce qui conduit à l'apparition d'un comportement oscillatoire. Ce comportement oscillatoire disparaît après un certain temps laissant place au régime sous-ventilé. Ce régime transitoire représente une succession d'états d'équilibre entre la température, la concentration en combustible et la concentration en oxygène. Il a été observé que le début des oscillations et leur durée dépendent du débit massique du combustible. Le déclenchement et la durée diminuent lorsque le débit massique du combustible augmente. De plus, les fréquences dominantes des oscillations ont été identifiées. Il a été constaté que ces fréquences d'oscillation augmentent avec l'augmentation du débit massique de carburant. Cependant, l'amplitude des oscillations diminue lorsque le débit de propane augmente.

Là aussi, un grand intérêt a été porté à l'estimation de la puissance à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. Pour la partie intérieure, elle a été estimée à partir de

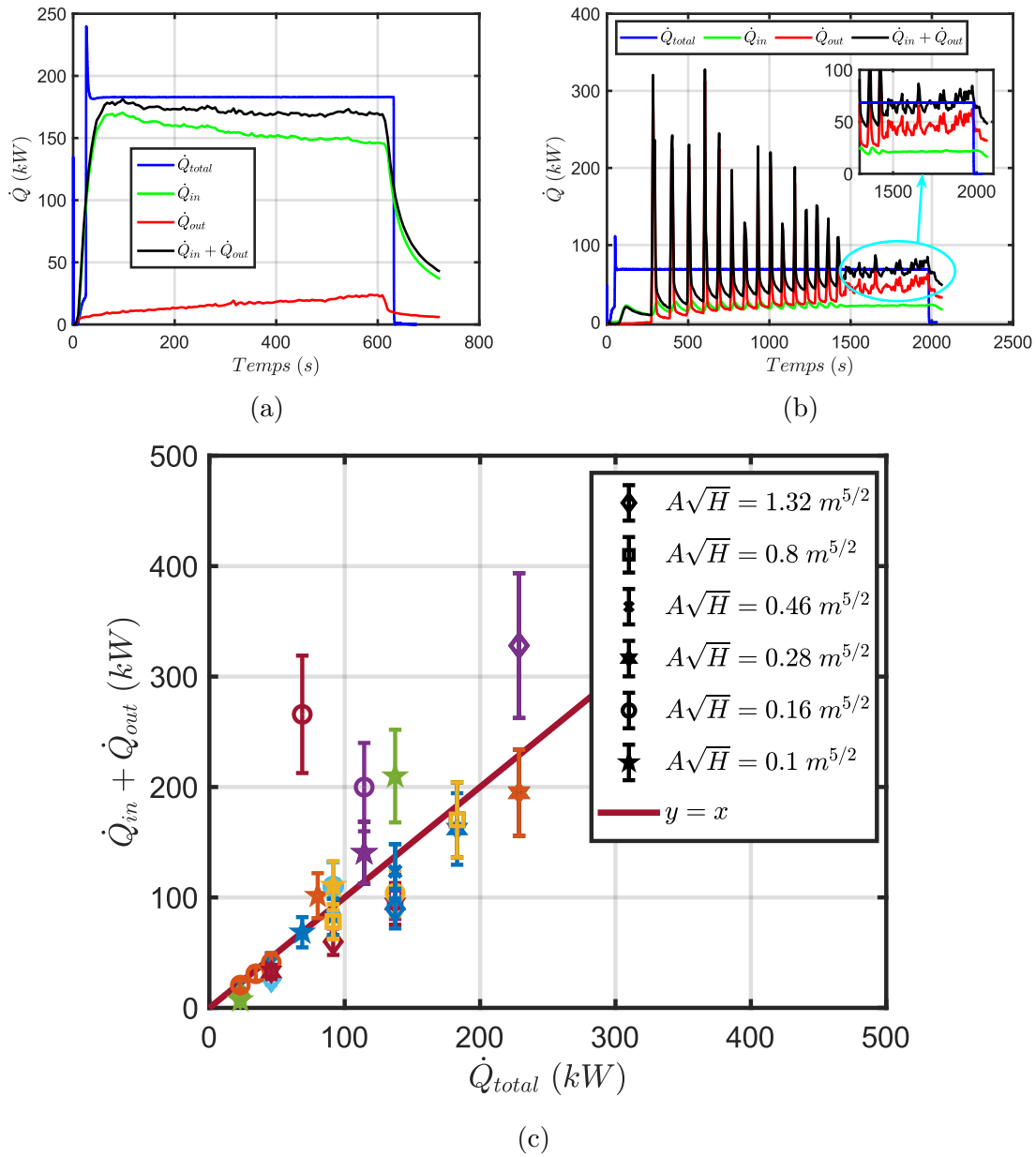


FIGURE 3.42 – (a), (b) Variation des différentes puissances intérieures, extérieures et totales en fonction du temps. (c) Variation de la somme des puissances à l’extérieur (Eq (3.35)) et à l’intérieur (Eq (3.33)) du compartiment en fonction de la puissance totale ($\dot{Q}_{totale} = \dot{m}_f \times \Delta H_c$).

la mesure de la température, comme cela était suggéré par la relation MQH. Pour les flammes extérieures, dans le cas d'un régime sous-ventilé, la méthode de reconstruction de flamme couplée à la méthode de Monte-Carlo (pour le calcul du facteur de forme) et la mesure du flux radiatif ont été utilisées pour estimer la puissance des flammes extérieures. Ces méthodes ont montré des résultats satisfaisants pour les régimes bien et sous ventilés, cependant pour le comportement oscillatoire les résultats n'étaient pas concluants.

Chapitre 4

Simulations numériques

Sommaire

4.1 Étude numérique	78
4.1.1 Configurations numériques	78
4.1.2 Convergence en maillage	79
4.1.3 Résultats et analyse	83
4.1.4 Résumé	90
4.2 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux	91
4.2.1 Configurations numériques	91
4.2.2 Choix du maillage	94
4.2.3 Résultats et analyse	96
4.2.4 Résumé	109

4.1 Étude numérique

Nous présentons dans ce chapitre les résultats des simulations effectuées à l'aide de Fire Dynamics Simulator (FDS) et FireFOAM. Plusieurs cas ont été étudiés, à différentes échelles et pour différents combustibles.

4.1.1 Configurations numériques

En plus des deux configurations expérimentales décrites précédemment, deux autres configurations ont été incluses dans cette étude numérique. A savoir un compartiment ISO 9750 à pleine échelle et une seconde enceinte à échelle intermédiaire.

Les simulations en grandeur réelle ont été réalisées en utilisant un compartiment ISO-9705 ayant les propriétés suivantes : parois d'épaisseur 2,5 cm, densité $\rho = 1440$ (kg/m^3), conductivité $K = 0.48$ ($W/m/K$), capacité thermique spécifique $C_p = 840$ ($J/kg/K$). Pour cette configuration, un brûleur carré de 0.96 m a été considéré comme foyer. Le brûleur est situé à 0.42 m du sol. Le combustible est de l'hexane (C_6H_{14})

TABLE 4.1 – Synthèse des simulations réalisées

Configuration	ISO 9705	échelle intermédiaire 1	petite échelle	échelle intermédiaire 2.
Dimensions (m)	$3.6 \times 2.4 \times 2.4$	$2 \times 1.2 \times 1.2$	$0.47 \times 0.47 \times 0.84$	$1.4 \times 1.4 \times 1.4$
Puissance (kW)	500-11500	25-3500	25-140	11-232
Ventilation factor $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	0.83-5.58	0.14-0.6	0.006-0.1284	0.1-1.3252
Number of simulations (FDS)	72	108	15	20
Number of simulation (FireFoam)	-	27	15	20

La seconde configuration intermédiaire est constituée de plaques de silicate de calcium de 5 cm d'épaisseur présentant les caractéristiques suivantes : densité $\rho = 2900$ (kg/m^3), conductivité $K = 0.22$ ($W/m/K$), capacité thermique spécifique $C_p = 970$ ($J/kg/K$). Le foyer est un brûleur au propane de dimensions $0.4 m \times 0.4 m$ placé au centre du compartiment. La raison pour laquelle deux compartiments d'échelle intermédiaire sont utilisés dans cette étude numérique est que le premier noté « échelle intermédiaire 1 » était censé être mis en place pour l'étude expérimentale, mais pour certaines contraintes techniques et de sécurité, les dimensions ont été modifiées, conduisant à la configuration appelée « échelle intermédiaire 2 ». Nous avons malgré tout conservé l'ensemble des simulations pour l'analyse. Le tableau 4.1 résume l'ensemble des simulations effectuées.

4.1.2 Convergence en maillage

Afin d'obtenir des simulations fiables, une analyse de sensibilité a été réalisée pour s'assurer que les tailles des mailles et du domaine sont adaptées. Cette analyse de sensibilité a été réalisée de manière systématique pour chacune des configurations étudiées. A titre d'exemple, nous présentons dans cette section l'analyse de convergence réalisée pour la configuration de l'échelle intermédiaire ($2 m \times 1.2 m \times 1.2 m$). De nombreuses simulations ont été effectuées où différentes tailles de mailles ont été utilisées, à savoir : 5 cm, 4 cm, 3 cm, 2 cm, 1.8 cm et 1.5 cm. Pour évaluer la convergence du maillage, l'effet de la taille de la maille sur les profils de température et de vitesse à la porte a été examiné. Comme on peut le voir sur la Figure 4.2, les profils de température et de vitesse ne sont plus affectés par la taille des mailles à partir de 2 cm. L'erreur maximale entre les mailles de 2 cm et de 1.5 cm se situe entre 2 et 4% pour la température et 2 et 6% pour la vitesse.

L'extension du domaine au-delà des dimensions du compartiment est également un paramètre très important et peut avoir une influence significative sur les résultats de la simulation [75]. Si le volume externe est trop petit, l'influence des conditions aux limites sur les différentes variables peut être très importante et si cette extension est trop grande, le temps de calcul augmentera de manière significative. Comme le montre la Figure 4.4, la variation des profils de vitesse et de température à l'ouverture est insignifiante pour les différentes directions et longueurs d'extension (voir Figure 4.3). Notez que les profils de vitesse et de température à l'ouverture sont superposés. Cela signifie qu'une extension longitudinale/verticale supérieure ou égale à 1 m et une extension latérale supérieure ou égale à 0.05 m nous permettent d'obtenir des simulations fiables.

Un autre critère peut être utilisé pour évaluer la convergence du maillage comme suggéré par McGrattan et al [76]. En effet, selon ces auteurs la taille optimale du

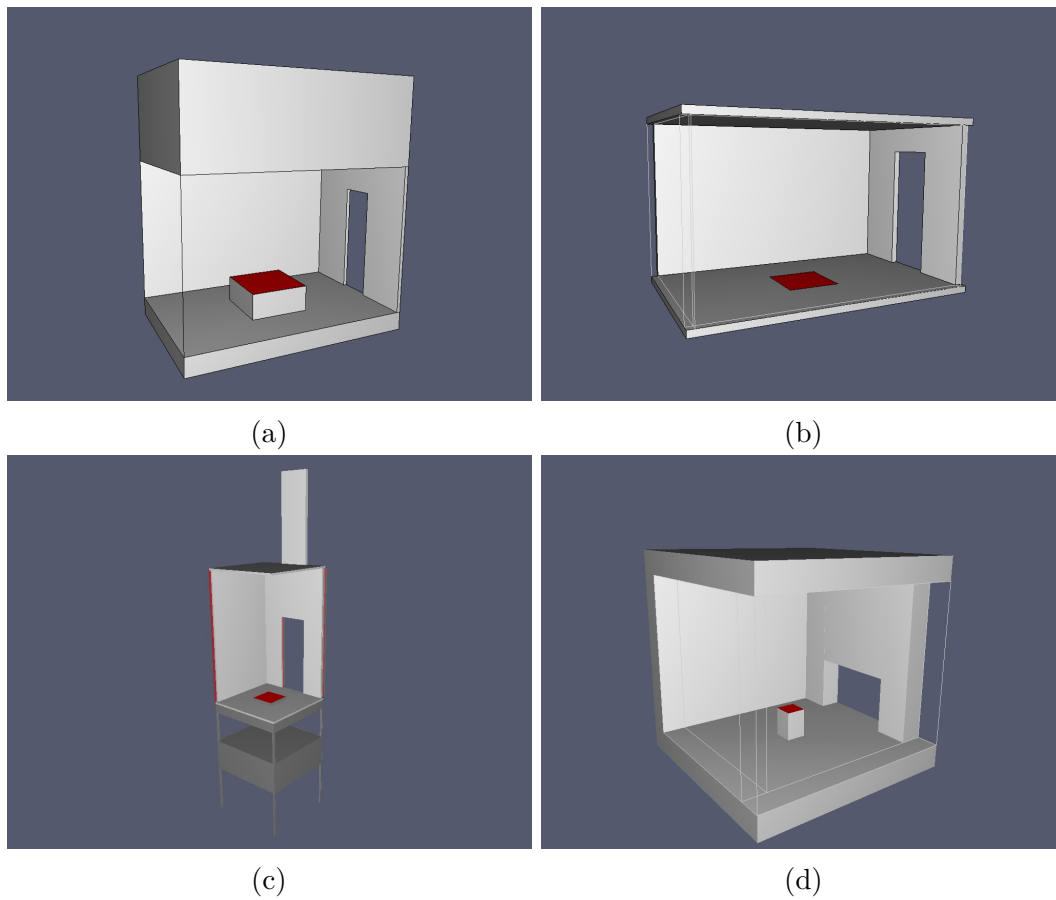


FIGURE 4.1 – Un aperçu des configurations numériques adoptées, (a) grande échelle ISO9705, (b) intermédiaire, (c) maquette expérimentale à petite échelle et (d) dispositif expérimental à échelle intermédiaire.

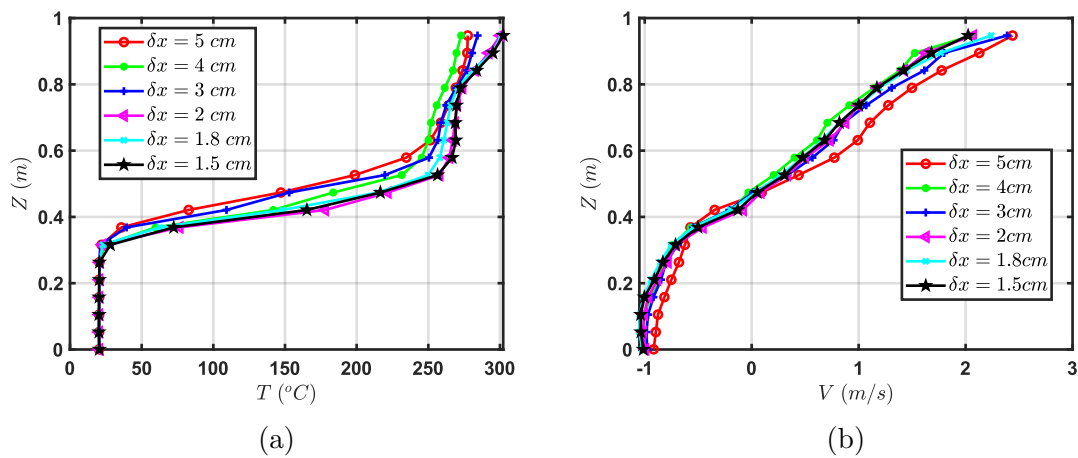


FIGURE 4.2 – Profils de température (a) et de vitesse (b) au niveau de la porte

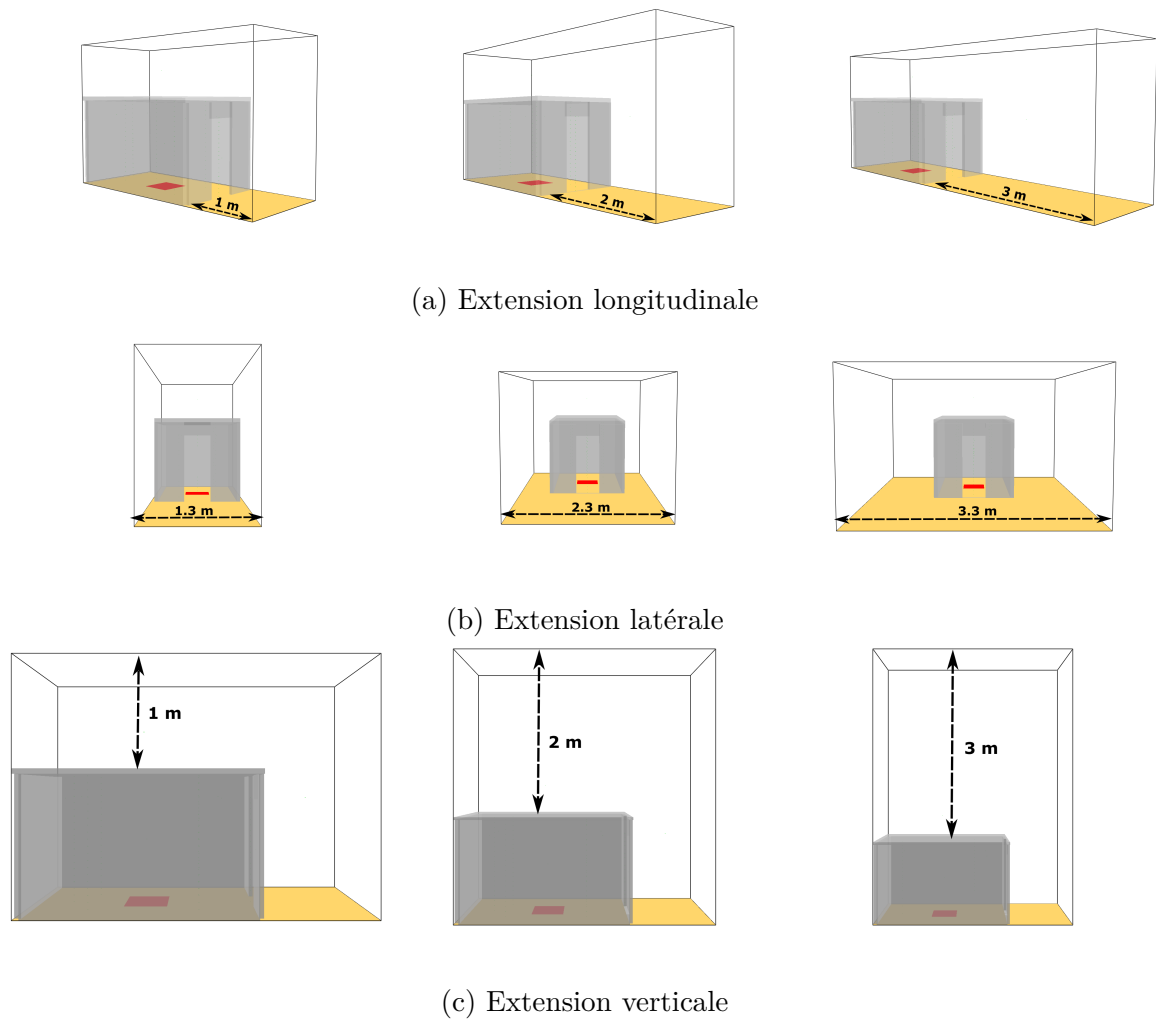


FIGURE 4.3 – Les différentes extensions testées

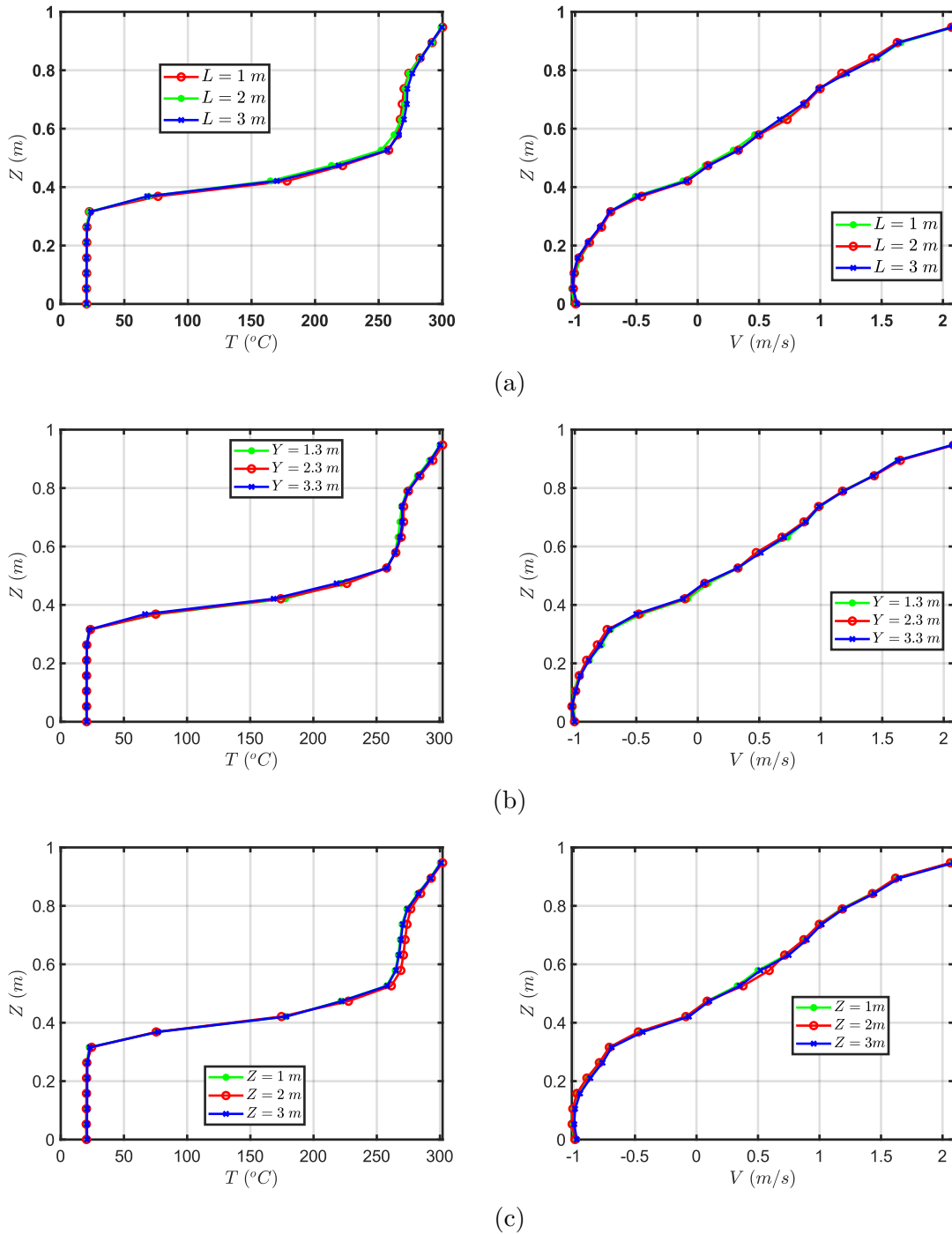


FIGURE 4.4 – Profils de température et de vitesse au niveau de la porte pour différentes longueurs d’extension longitudinale (a), latérale (b) et verticale (c).

maillage doit être égale ou inférieure à $0.1 \times D^*$ avec $D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g}}\right)^{2/5}$ représentant le diamètre caractéristique du feu. Cette suggestion a été confirmée par Merci et Van Maele [77]. Pour les cas d'étude adoptés ici, ce critère s'est avéré être en concordance avec les résultats obtenus par la méthode précédente où on avait testé plusieurs tailles de maille, à savoir une taille de maille de 2 cm est suffisante pour des simulations fiables.

4.1.3 Résultats et analyse

Dans cette section, les résultats de l'étude paramétrique sont présentés. Au cours de cette étude, différentes échelles, valeurs du facteur de ventilation et puissance ont été examinés.

Débit d'air

La quantité d'air entrant par les ouvertures est un paramètre très important dans l'évolution d'un feu de compartiment. Dans nos simulations, le débit d'air entrant et sortant est estimé en intégrant le flux massique à travers la porte, celui-ci peut être obtenu directement à l'aide d'un capteur numérique dédié.

Une variation typique du débit massique d'air entrant dans le compartiment est illustrée à la [Figure 4.5a](#) ($A\sqrt{H} = 0.3718m^{5/2}$, $P = 200 kW$). Pour chaque configuration (facteur de ventilation, puissance), la valeur moyenne en régime permanent est déterminée, comme l'illustre la ligne bleue de la [Figure 4.5a](#). Ces valeurs moyennes sont présentées sur la [Figure 4.5b](#) en fonction de la puissance prescrite P . Cela nous a permis de déterminer le débit massique d'entrée maximal pour chaque facteur de ventilation [Figure 4.5c](#).

Dans la [Figure 4.5c](#), le débit maximal d'air entrant dans l'enceinte est représenté en fonction du facteur de ventilation $A\sqrt{H}$. Dans le cas d'un feu de compartiment, le débit maximal d'air entrant est généralement exprimé par $\dot{m}_{in} = 0.5A\sqrt{H}$. Comme on peut le voir, la relation linéaire entre le débit maximal d'air entrant et le facteur de ventilation est bien respectée, néanmoins le facteur de proportionnalité est de 0.4 au lieu de 0.5 prévu théoriquement. Cette différence est due au fait que cette formulation théorique repose sur l'hypothèse que le débit de combustible est négligeable par rapport au débit d'air entrant dans la pièce ($\dot{m}_{in} \gg \dot{m}_f$).

Régimes de combustion

Étant donné que cette étude traite de simulations à différentes échelles, une représentation adimensionnelle a été adoptée afin d'avoir une représentation universelle. Le premier paramètre sans dimension concerne la puissance du foyer. Elle est définie comme

$$\dot{Q}^* = \frac{P}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} l^{5/2}}, \quad (4.1)$$

où P est la puissance prescrite, ρ_0 est la densité de l'air ambiant, C_p est la capacité thermique spécifique de l'air, T_0 est la température ambiante, g est l'accélération de la gravité et l est une longueur caractéristique. Afin d'inclure le facteur de ventilation qui est un paramètre très important, nous avons pris $l^{5/2} = A\sqrt{H}$. Cette puissance

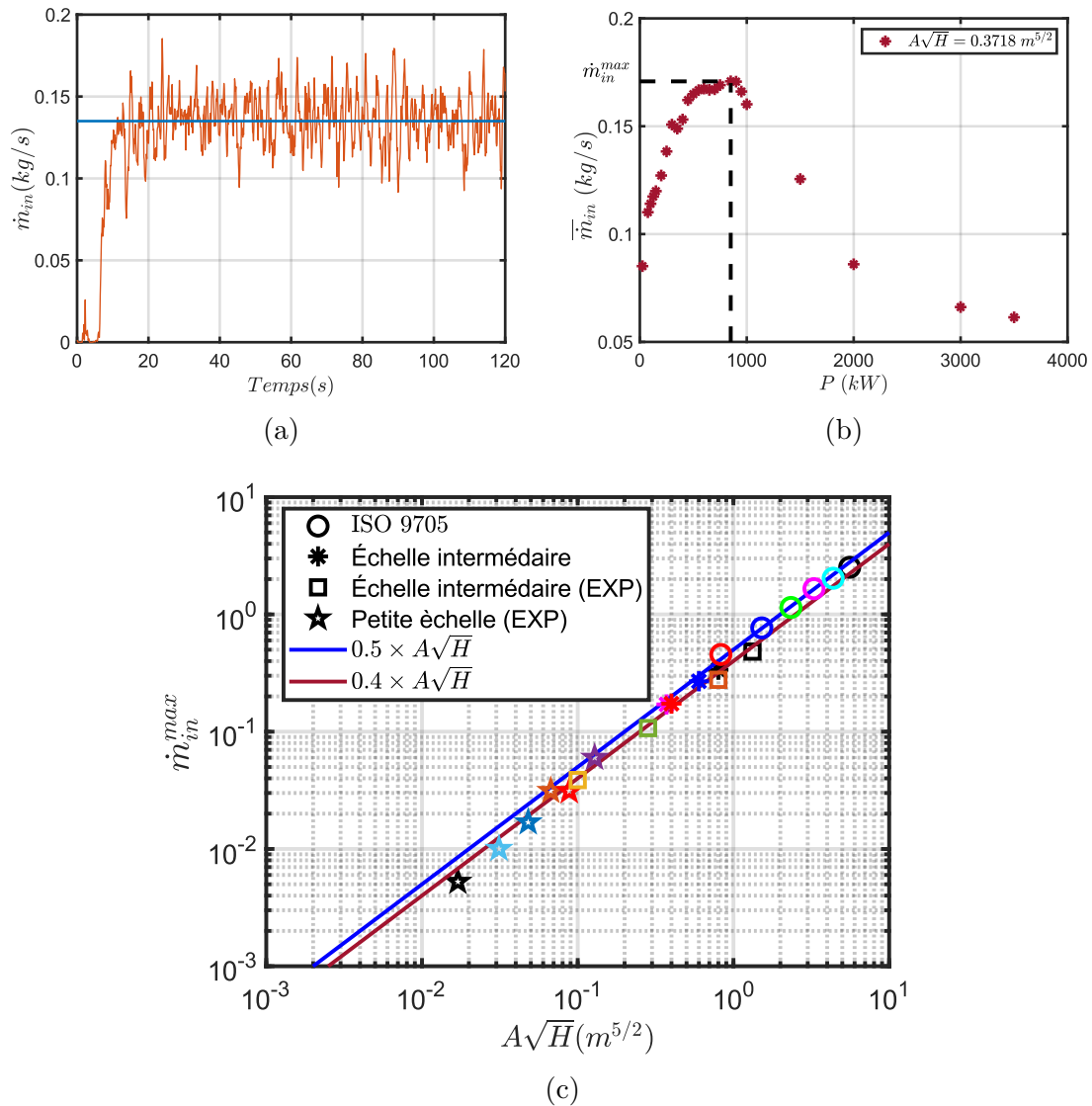


FIGURE 4.5 – (a) Variation typique du débit d’air entrant dans le compartiment, (b) variation du débit moyen en fonction de la puissance prescrite pour un facteur de ventilation de $0.3718 \text{ m}^{5/2}$. (c) Variation du débit maximal d’air entrant en fonction du facteur de ventilation.

adimensionnelle est connue sous le nom de nombre de Zukoski [73]. Il représente le rapport entre la puissance du foyer et l'enthalpie advectée [37].

Le deuxième paramètre clé de cette étude est la puissance libérée à l'intérieur du compartiment, désignée ci-après par \dot{Q}_{in} . Cette dernière est évaluée en intégrant la puissance par unité de volume sur un domaine donné, en l'occurrence l'intérieur du compartiment. Ensuite, la valeur moyenne pendant la période de régime permanent est considérée. Cette quantité est comparée à la puissance prescrite (taux de dégagement de chaleur théorique P).

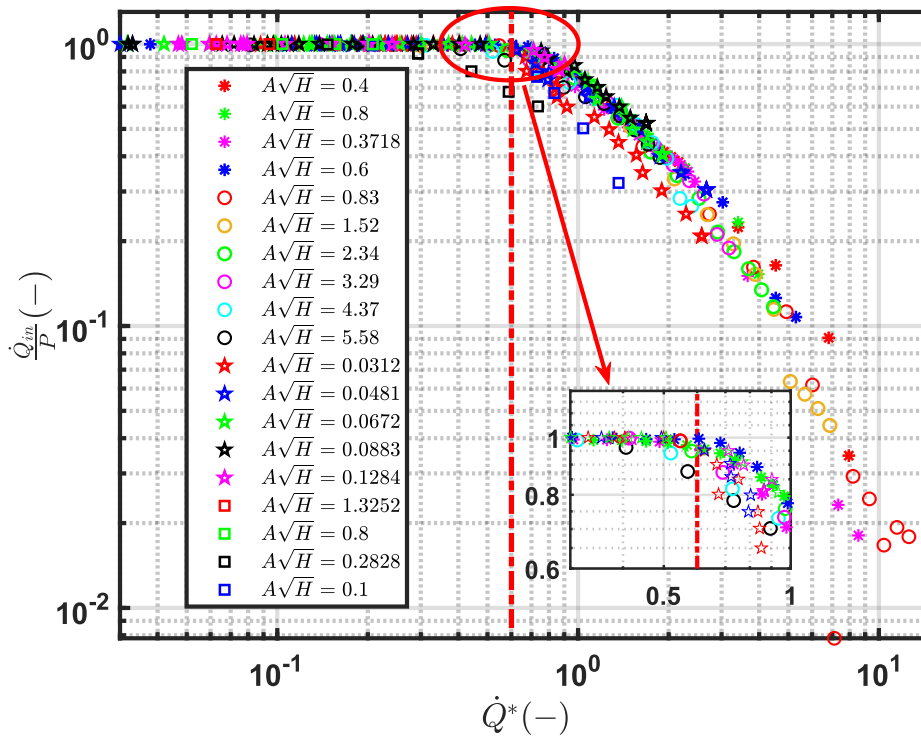


FIGURE 4.6 – Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.

La Figure 4.6 présente la variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle \dot{Q}^* (Eq (4.1)) pour les différentes échelles et facteurs de ventilation. Sur la base de cette représentation ($\dot{Q}_{in}/P = f(\dot{Q}^*)$), on peut distinguer trois régimes de combustion. Le premier régime bien ventilé (Figure 4.7), correspond à $\dot{Q}_{in}/P = 1$. Durant ce régime, la réaction se déroule exclusivement à l'intérieur de l'enceinte. En revanche, lorsque la puissance augmente, les conditions de sous-ventilation commencent à apparaître (Figure 4.8), ce qui se caractérise par des flammes extérieures indiquant qu'une partie du combustible brûle à l'extérieur du compartiment. La transition se produit lorsque la puissance adimensionnelle \dot{Q}^* atteint une valeur de 0.6, comme indiqué par la ligne pointillée en rouge sur la Figure 4.6. Enfin, pour les valeurs les plus élevées de \dot{Q}^* on peut remarquer que le rapport \dot{Q}_{in}/P est presque égal à zéro, cela traduit le fait que la majeure partie de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment (Figure 4.9). Le critère

$$\dot{Q}^* = \frac{P}{(\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H})} = 0.6, \quad (4.2)$$

marque les frontières entre le régime bien ventilé (combustion uniquement à l'intérieur du compartiment) et le régime sous-ventilé (apparition de flammes extérieures). De plus, pour $\dot{Q}^* = 0.6$ on a toujours $P = \dot{Q}_{in}$, et donc

$$\dot{Q}_{in}^{cri} = 0.6 \times \rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H} = 660 \times A \sqrt{H} \text{ (kW)}, \quad (4.3)$$

avec $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 1 \text{ kJ/kg.K}$, $T_0 = 293 \text{ K}$, $g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$.

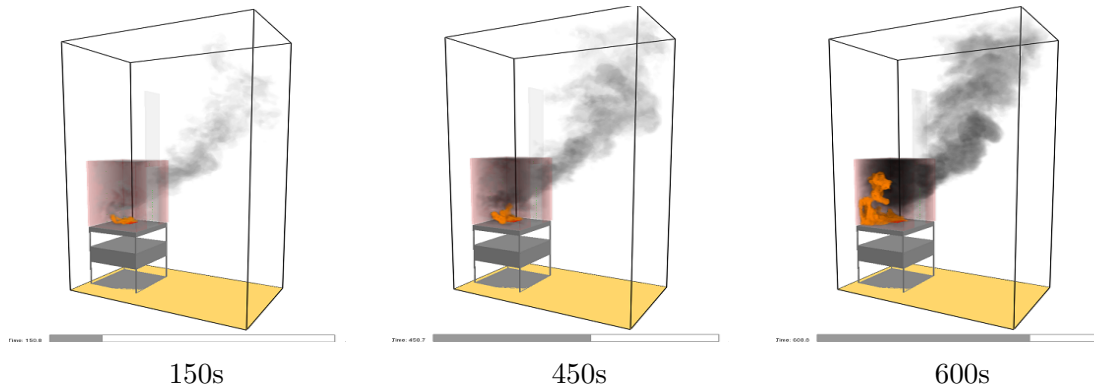


FIGURE 4.7 – Régime de combustion bien ventilé (régime 1st) : la flamme reste à l'intérieur du compartiment (petite échelle, $A\sqrt{H} = 0.0883(m^{5/2})$, $\dot{Q} = 40 \text{ kW}$)

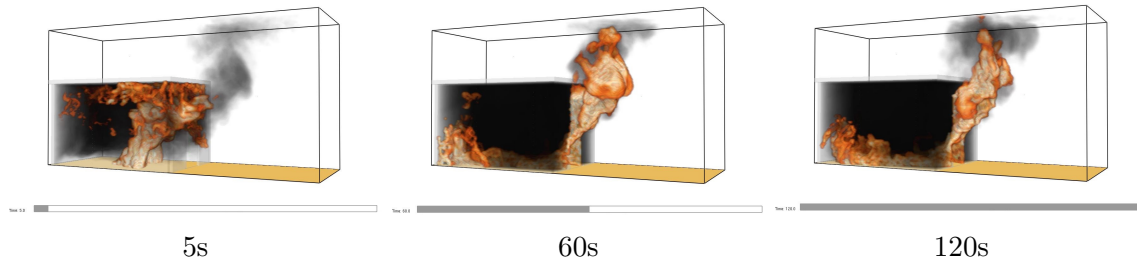


FIGURE 4.8 – Régime de combustion sous-ventilé (régime 2nd) : la réaction se tient à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte (échelle intermédiaire 1, $A\sqrt{H} = 0.4 (m^{5/2})$, $\dot{Q} = 600 \text{ kW}$)

Effet du modèle d'extinction

La transition entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé dépend fortement du modèle d'extinction. Dans le cas de FDS, la condition d'extinction est basée sur la fraction limite d'oxygène Eq (2.29). Afin d'évaluer l'effet de la fraction limite d'oxygène sur la transition entre les différents régimes de combustion, une partie des simulations a été refaite sur FireFOAM. Dans ce modèle la combustion n'est limitée que par la présence d'oxygène, en d'autres termes, l'extinction se produit lorsque la concentration d'oxygène est nulle

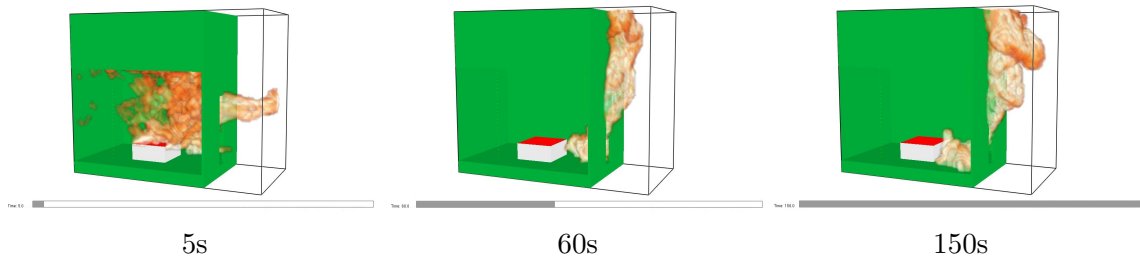


FIGURE 4.9 – Régime de combustion sous-ventilé (régime 3rd) : la majeure partie de la combustion a lieu à l’extérieur du compartiment (échelle réelle, $A\sqrt{H} = 0.83 \text{ (m}^{5/2}\text{)}$, $\dot{Q} = 3500 \text{ kW}$)

Une analyse adimensionnelle similaire à celle utilisée pour analyser les simulations FDS a été adoptée pour analyser les simulations FireFOAM. De manière similaire et comme le montre la Figure 4.10, la variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle (\dot{Q}^*) indique l’existence des trois régimes de combustion, un régime bien ventilé pour $\dot{Q}_{in}/P = 1$, un régime transitoire $\dot{Q}_{in}/P < 1$ pendant lequel une partie de la combustion a lieu à l’extérieur du compartiment, enfin le troisième régime pendant lequel l’essentiel de la réaction se déroule à l’extérieur de l’enceinte. La Figure 4.11 donne un aperçu de ces régimes.

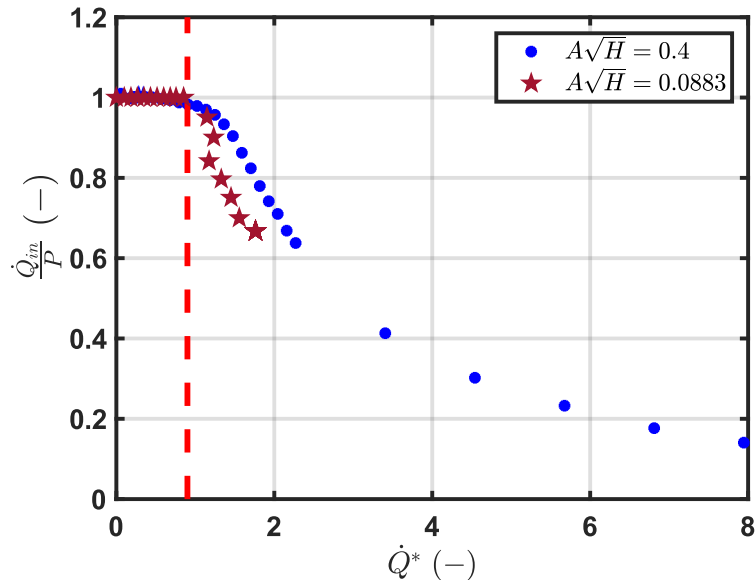


FIGURE 4.10 – Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.

A partir de ces simulations, la puissance critique sans dimension $\dot{Q}^* = 0.9$ (ligne pointillée sur la Figure 4.10) marque la frontière entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé et ainsi

$$\dot{Q}_{in}^{cri} = 0.9 \times \rho_0 C_p T_0 \sqrt{g} A \sqrt{H} = 991 \times A \sqrt{H} \text{ (kW)}, \quad (4.4)$$

Comme on peut le remarquer, il y a une différence dans la puissance critique sans

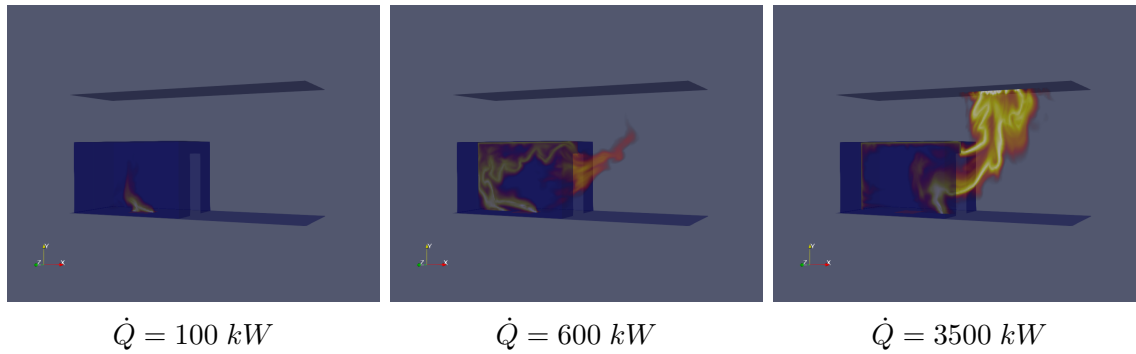


FIGURE 4.11 – Illustration des différents régimes de combustion, observés pour les simulations à échelle intermédiaire, les captures sont prises à 80 s.

TABLE 4.2 – Résumé de la puissance critique adimensionnelle obtenue sur la base de la variation de \dot{Q}_{in}/P marquant la transition entre le premier et le second régime. Cette démarcation est évaluée en utilisant à la fois FDS (configuration par défaut), la version modifiée où la fraction d’oxygène limitant la combustion a été fixée à zéro et FireFOAM.

Modèle	FDS (default)	FireFOAM	FDS ($Y_{O_2}^{lim} = 0\%$)
\dot{Q}_{cri}^*	0.6	0.9	0.9
\dot{Q}_{in}	$660A\sqrt{H}$	$991A\sqrt{H}$	$991A\sqrt{H}$

dimension prédite par les deux modèles CFD, ceci est dû au fait que dans FireFoam la fraction d’oxygène limite est fixée à zéro, alors que dans FDS elle est calculée sur la base de la température critique de la flamme (Eq (2.29)). En permettant à FDS de consommer toute la quantité d’oxygène disponible dans le compartiment, il est possible de combler l’écart entre les deux modèles dans la prédiction de la transition d’un régime bien ventilé à un régime sous-ventilé. Ainsi, la condition d’extinction dans FDS a été modifiée en fixant la fraction d’oxygène limite à zéro ($Y_{O_2}^{lim} = 0$). La Figure 4.12 compare la transition vers le régime sous-ventilé entre les différents modèles avec différentes conditions d’extinction. Comme on peut le voir, FireFOAM prédit une transition plus tardive que celle prédite par FDS. Cependant, en changeant la condition d’extinction dans FDS, on observe que la prédiction des deux modèles concorde. Toutefois, il convient de noter que dans les deux cas (par défaut et modifié), FDS sous-estime la puissance à l’intérieur du compartiment pendant le régime sous-ventilé par rapport à FireFOAM. Le tableau 4.2 résume ces résultats.

Variation de la puissance maximale libérée à l’intérieur du compartiment

Comme cela a été souligné précédemment, la puissance libérée à l’intérieur d’un compartiment peut être estimée sur la base de la quantité d’air entrant par l’ouverture. En général, cette quantité est exprimée en fonction du facteur de ventilation $\dot{m}_{in} = 0.5A\sqrt{H}$, en supposant que tout l’air entrant dans le compartiment participe à la réaction, la puissance maximale pouvant être libérée à l’intérieur d’un compartiment peut être exprimée par $\dot{Q}_{in} = 1500A\sqrt{H}(kW)$.

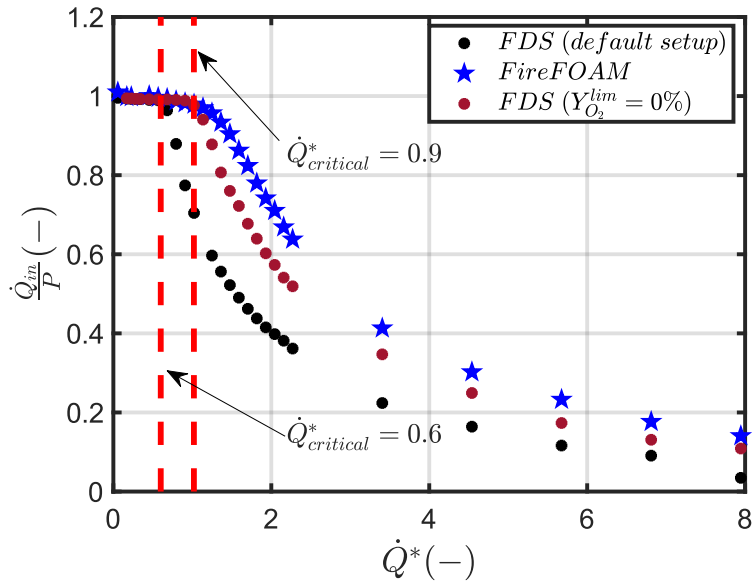


FIGURE 4.12 – Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle (\dot{Q}^*).

La puissance à l'intérieur du compartiment \dot{Q}_{in} est évaluée en intégrant la puissance libérée à l'intérieur du compartiment. Pour chaque configuration (un facteur de ventilation donné $A\sqrt{H}$), la puissance à l'intérieur du compartiment \dot{Q}_{in} est évaluée pour différentes puissances de feu prescrites. La Figure 4.13a illustre une évolution typique dans le temps du taux de dégagement de chaleur à l'intérieur du compartiment (\dot{Q}_{in}) ($A\sqrt{H} = 0.4m^{5/2}$, $P = 25 kW$). Pour chaque configuration (facteur de ventilation, puissance prescrite), la valeur moyenne en régime permanent est déterminée comme l'illustre la ligne rouge de la Figure 4.13a. Ces valeurs moyennes sont présentées sur la Figure 4.13b en fonction de la puissance prescrite P . Ceci nous a permis de déterminer la puissance maximale libérée à l'intérieur du compartiment pour chaque facteur de ventilation $A\sqrt{H}$ (Figure 4.13c).

Tout d'abord, nous pouvons remarquer qu'il existe une relation linéaire entre la puissance maximale à l'intérieur du compartiment (\dot{Q}_{in}^{max}) et le facteur de ventilation $A\sqrt{H}$. Cependant, le facteur de proportionnalité est différent du facteur théorique, à savoir 850 au lieu de 1500, cette différence est due au fait que tout l'oxygène entrant dans le compartiment n'est pas consommé lors de la combustion et aussi à la différence du débit d'air d'entrée $\dot{m}_{in} = 0.46A\sqrt{H}$ obtenu numériquement contre $\dot{m}_{in} = 0.5A\sqrt{H}$ théoriquement. En plus, cette valeur théorique de $1500 A\sqrt{H}$ n'est pas atteinte même par les simulations avec le code FireFOAM et la version modifiée de FDS ($Y_{O_2}^{lim} = 0\%$), dans lesquelles la fraction d'oxygène limite est de zéro (la réaction de combustion peut être maintenue à moins que tout l'oxygène ne soit consommé) (voir Figure 4.13a). Ce constat est conforté par l'analyse des travaux disponibles dans la littérature, telle que résumée dans le tableau 4.3, on constate que cette valeur de $\dot{Q}_{in}^{max} = 1500 A\sqrt{H}$ n'est jamais atteinte.

Il est à noter que cette valeur de \dot{Q}_{in}^{max} ne représente pas la transition entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. En effet, d'après l'analyse de la section

précédente, la transition a lieu avant d'atteindre la valeur maximale de \dot{Q}_{in}^{max} .

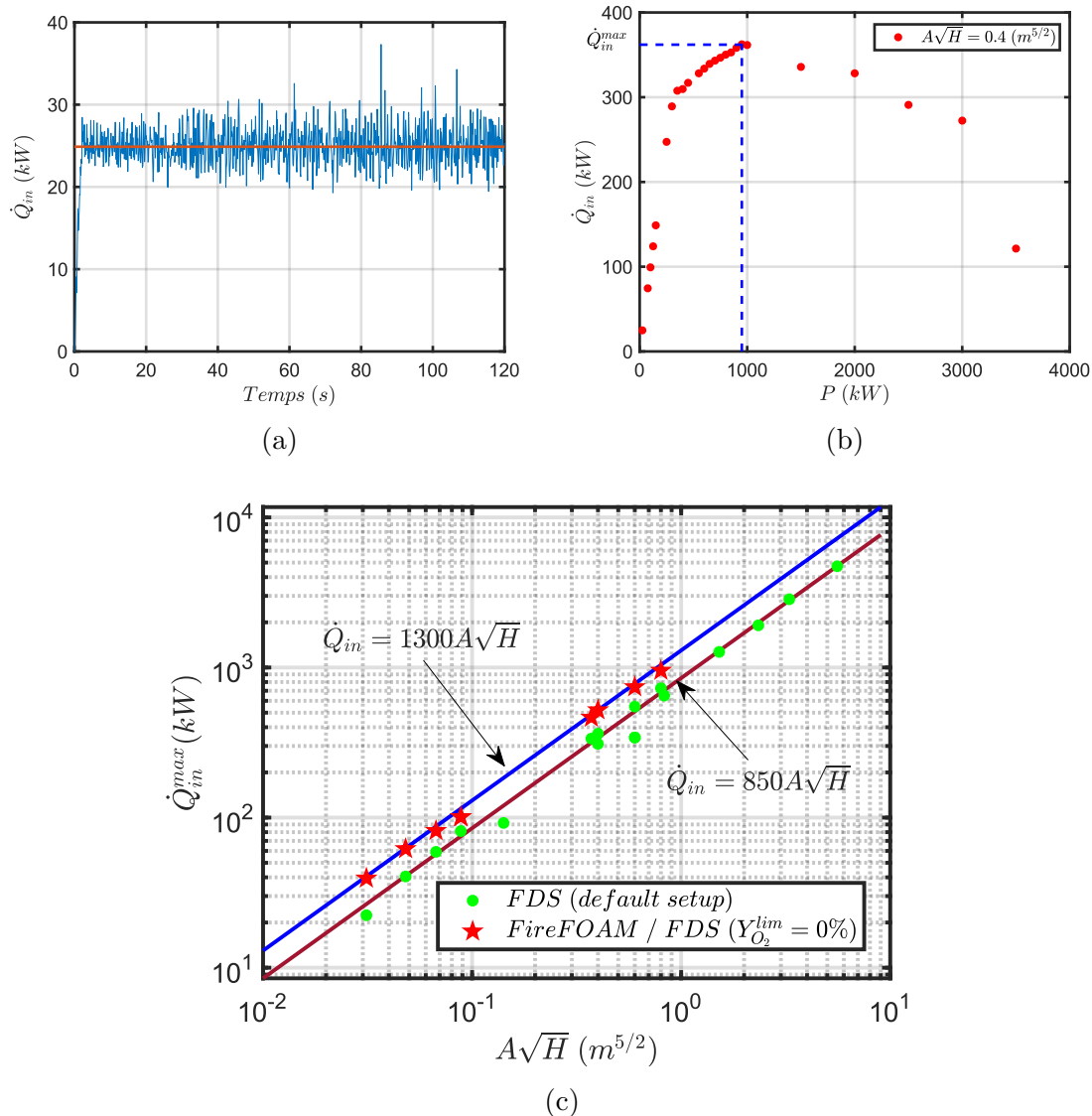


FIGURE 4.13 – (a) Variation typique de la puissance à l'intérieur du compartiment, (b) variation de la puissance moyenne en fonction de la puissance prescrite pour un facteur de ventilation de $0.3718 \text{ m}^{5/2}$. (c) Variation de la puissance maximale l'intérieur du compartiment en fonction du facteur de ventilation.

4.1.4 Résumé

Cette partie a présenté une étude numérique des feux de compartiment, réalisée à l'aide des codes CFD Fire Dynamics Simulator (FDS) et FireFOAM.

Ce travail nous a permis de déterminer une démarcation entre les régimes de combustion bien ventilés et sous-ventilés. Cette démarcation a été obtenue sur la base d'une analyse adimensionnelle, puisque différentes échelles ont été considérées. En effet, pour déterminer cette démarcation, la variation du rapport entre la puissance à

TABLE 4.3 – Résumé des corrélations numériques issues des travaux présents et de la littérature.

Auteur	Modèle	Paramètres	$\dot{Q}_{in} = K \times A\sqrt{H}$	$\dot{m}_{in} = C \times A\sqrt{H}$
Zhao et al [43]	FDS (6.0.1)	Paramètres par défaut	$K = 1130.7$	$C = 0.41$
Asimakopoulou et al [44]	FDS (6.5.3)	Paramètres par défaut	$K = 950$	-
Cai and Chow [78]	FDS (version 5)	Paramètres par défaut	-	$C = 0.44$
Étude actuelle	FDS (6.7.0)	Paramètres par défaut	$K = 850$	$C = 0.46$
Étude actuelle	FireFOAM	Paramètres par défaut	$K = 1300$	$C = 0.56$
Étude actuelle	FDS (6.7.0)	$(Y_{O_2}^{lim} = 0\%)$	$K = 1300$	$C = 0.56$

l'intérieur du compartiment et la puissance prescrite a été représentée en fonction de la puissance adimensionnelle ($\dot{Q}_{in}/P = f(\dot{Q}^*)$). Cette représentation nous a permis de prendre en compte tous les paramètres les plus influents.

La frontière entre le régime bien ventilé et sous-ventilé est obtenue pour une puissance adimensionnelle $\dot{Q}^* = 0.6$ dans le cas de FDS et $\dot{Q}^* = 0.9$ selon FireFoam. Sur la base de ces valeurs, on peut déterminer la puissance qui peut être atteinte à l'intérieur du compartiment avant de passer à un régime sous-ventilé, ces puissances critiques sont exprimées en fonction des dimensions de l'ouverture : $\dot{Q}_{in} = 660 \times A\sqrt{H}$ (kW) pour FDS et $\dot{Q}_{in} = 991 \times A\sqrt{H}$ (kW) pour FireFoam. Cette différence est due à la fraction volumique limite de l'oxygène. Ainsi, en permettant à FDS de consommer la totalité de l'oxygène disponible dans le compartiment ($Y_{O_2}^{lim} = 0\%$), cette différence disparaît et nous obtenons le même résultat, d'où l'importance du choix du modèle d'extinction.

Une relation linéaire a été trouvée entre la puissance maximale à l'intérieur du compartiment et le facteur de ventilation. Le coefficient de régression varie en fonction de la condition d'extinction. On note une valeur de 850 dans le cas de la configuration par défaut de FDS et 1300 dans le cas de FireFOAM et de FDS avec la limite d'extinction $Y_{O_2}^{lim} = 0$. Enfin, la relation linéaire commune entre le flux d'air maximal entrant dans le compartiment et le facteur de ventilation ($\dot{m}_{in} = 0.46A\sqrt{H}$) a été vérifiée. Ces résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous.

4.2 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

Dans la section précédente, une étude numérique du développement d'un feu de compartiment a été réalisée. Cette étude a montré la sensibilité de la simulation numérique aux modèles choisis. Afin de compléter l'analyse, cette partie est consacrée à la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Pour éviter de surcharger cette section et assurer sa lisibilité, seuls les principaux résultats sont présentés.

4.2.1 Configurations numériques

Pour ces simulations, on utilise les mêmes montages expérimentaux et les mêmes mesures que ceux décrits dans les sections 3.1.1 et 3.2.1, à savoir un compartiment à petite échelle (Figure 4.14a et Figure 4.14b) (de $0.47\text{ m} \times 0.47\text{ m} \times 0.84\text{ m}$), avec

un bac d'heptane comme foyer et une enceinte cubique à échelle intermédiaire (Figure 4.14c et Figure 4.14d) de 1.4 m de côté avec un brûleur au propane. Le tableau 4.4 montre les dimensions des compartiments, les caractéristiques des parois et les facteurs de ventilation retenus pour les simulations. Les mêmes capteurs que ceux mis en œuvre lors de l'étude expérimentale ont été utilisés dans les simulations numériques, les emplacements exacts des capteurs sont précisés dans les Figure 3.1 et Figure 3.27. Les modèles sélectionnés pour les simulations numériques avec FireFOAM et FDS sont rappelés dans le tableau 4.5 (une description plus détaillée est donnée dans la section 2.3.4).

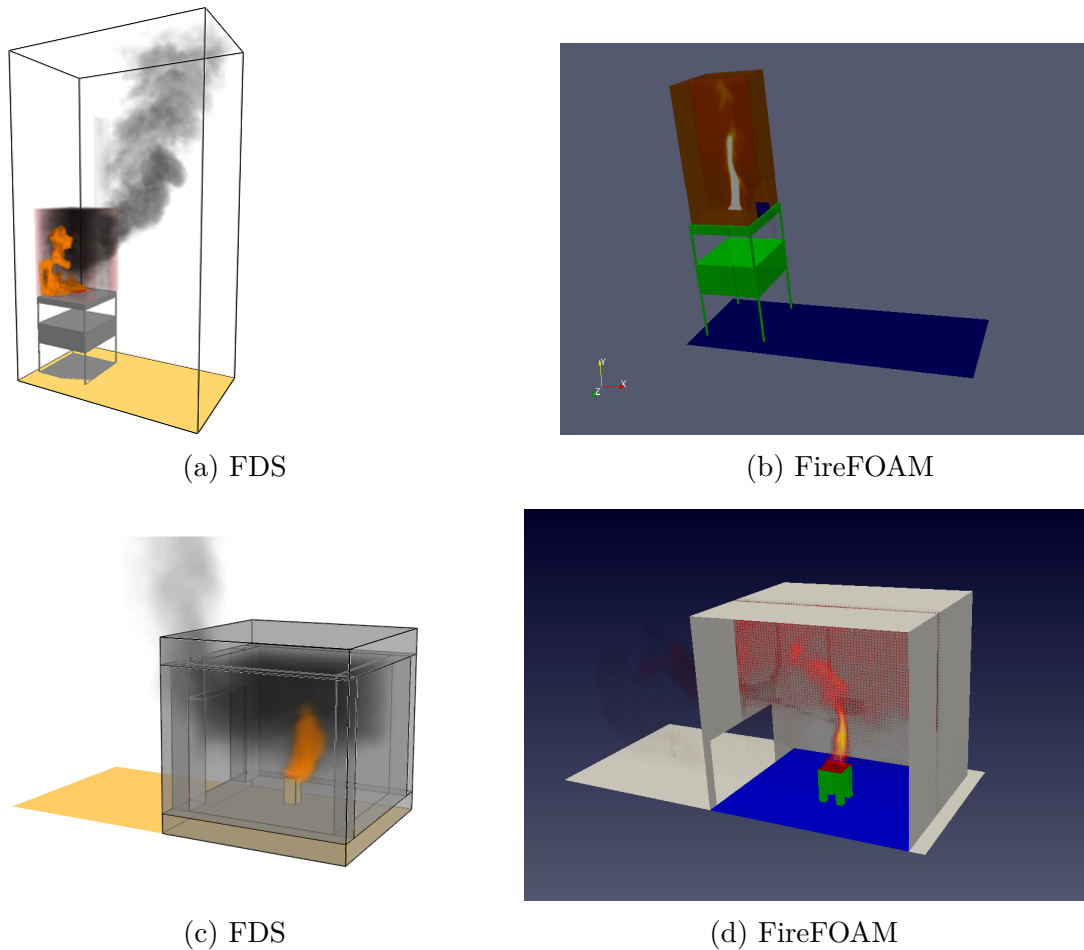


FIGURE 4.14 – Maquettes numériques des dispositifs expérimentaux. (a), (b) petite échelle, (c), (d) échelle intermédiaire

TABLE 4.4 – Configurations numériques.

	Dimensions (m)	Matériaux				Facteur de ventilation $A\sqrt{H}$ ($m^{5/2}$)	Foyer	
		δ (m)	ρ (kg/m^3)	C_p ($J/kg/K$)	k ($W/m/K$)			
Petite échelle	$0.47 \times 0.47 \times 0.84$	0.012	1150	Face intérieure (Fermacell)	0.32	0.1284	Bac d'heptane $D = 11, 13, 15$ cm	
				1200		0.11		
				1200		0.088304		
				1440		0.0672		
Échelle intermédiaire	$1.4 \times 1.4 \times 1.4$	0.01	1200	Face externe (Polycarbonate)	0.2	0.0481	Propane 17 cm \times 17 cm	
				1440		0.0312		
				1000		0.017		
				1000		0.006		
Échelle intermédiaire	$1.4 \times 1.4 \times 1.4$	0.2	450	Béton cellulaire	1000	0.1		
						1000		0.28284
						1000		0.8
						1.3252		

L'ensemble des simulations ont été effectuées en mode prescriptif, c'est-à-dire que le taux de perte de masse dans le cas d'un feu de bac (configuration à petite échelle) et le débit de propane dans le cas d'un brûleur à gaz (configuration à échelle intermédiaire) ont été utilisés comme paramètres d'entrée, comme l'illustre la Figure 4.15.

Les conditions initiales, en particulier la température, sont une autre variable importante à prendre en compte. En effet, certaines expériences ont été réalisées en hiver et d'autres en été, c'est pourquoi la température initiale du milieu a également été imposée.

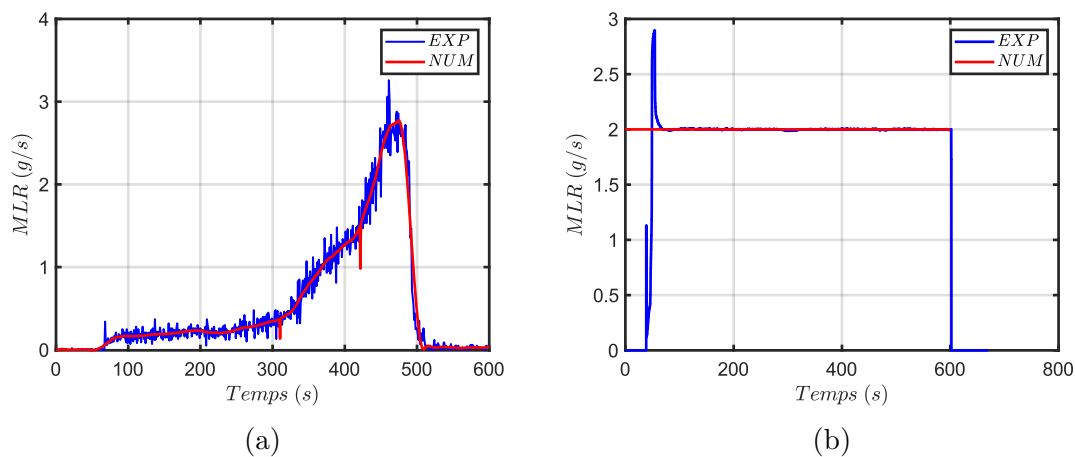


FIGURE 4.15 – Un exemple de taux de perte de masse d'heptane (a) et de débit de propane (a) utilisés comme données d'entrée dans une simulation numérique.

TABLE 4.5 – Rappel des modèles numériques utilisés lors des simulations.

	FDS	FireFOAM
Combustion	Eddy Dissipation Concept (EDC)	Eddy Dissipation Concept (EDC)
Turbulence	Smagorinsky	Smagorinsky
Rayonnement	Finite Volume Discrete Ordinates Method (FVDOM)	Finite Volume Discrete Ordinates Method (FVDOM)

4.2.2 Choix du maillage

La résolution du maillage joue un rôle important dans la qualité des simulations. Comme cela a été montré dans la section précédente le critère basé sur le diamètre adimensionnel Eq (4.5) donne une bonne estimation du maillage optimal. La puissance du feu qui sera utilisée pour calculer le maillage optimisé est celle du plus petit feu 4 kW dans le cas d'un feu de bac et 23 kW dans le cas de l'échelle intermédiaire (feu de propane). Il en résulte une taille de maille optimale de 0.01 m pour les simulations à petite échelle et de 0.02 m pour l'échelle intermédiaire.

$$\delta x \leq 0.1 \times D^*$$

$$D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g}} \right)^{2/5}, \quad (4.5)$$

La Figure 4.16 donne un exemple de comparaison entre l'évolution de la température enregistrée expérimentalement et numériquement. Cette comparaison confirme que le critère $0.1 \times D^*$ fournit une bonne estimation du maillage nécessaire pour une modélisation optimale. Néanmoins, comme on peut le voir, même une maille de 1.5 cm donne des résultats comparables avec la moitié du temps de calcul (tableau 4.6). Une maille de 1.5 cm représente un bon compromis entre la précision et le temps de simulation, c'est donc cette maille qui a été adoptée.

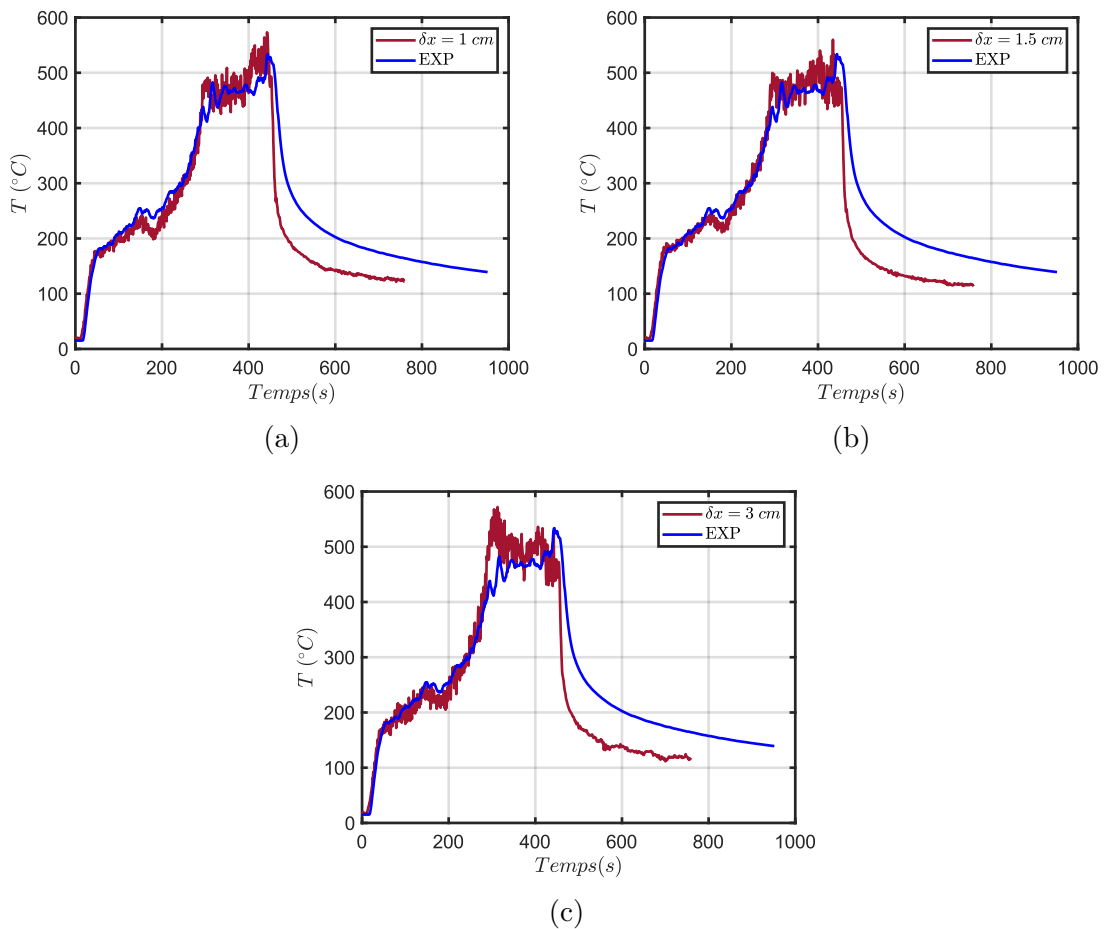


FIGURE 4.16 – Comparaison entre l'évolution de la température (thermocouple $n^\circ 12$) pour différentes mailles et l'évolution expérimentale. Ces températures sont observées lors d'une simulation/expérience à petite échelle avec un bac de 15 cm de diamètre et un facteur de ventilation de $0.048 \text{ m}^{5/2}$.

TABLE 4.6 – Temps de calcul en fonction de la taille de mailles.

δx (cm)	Nombre de mailles	Temps (h)
1	4278000	1152
1.5 cm	1248000	500
3 cm	156000	32

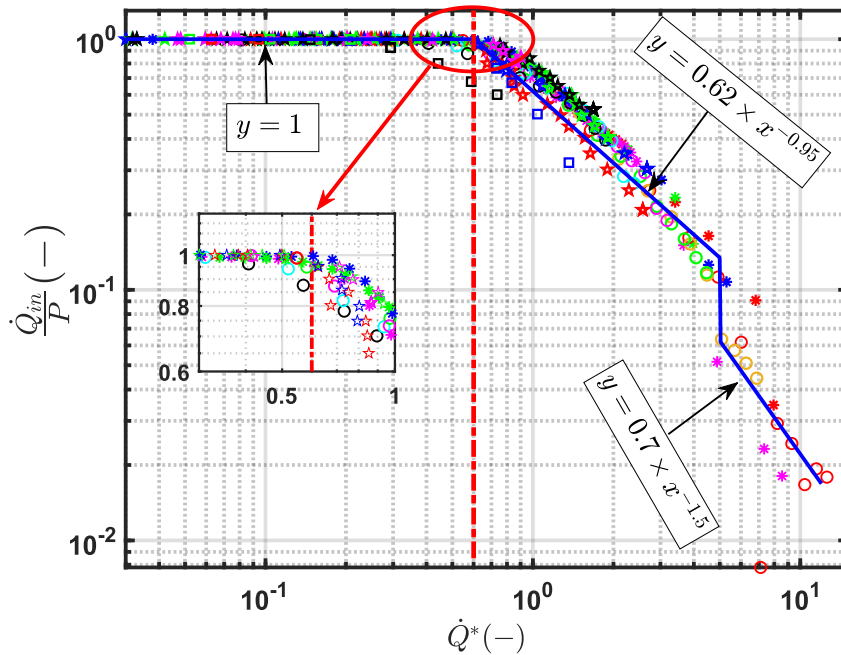
4.2.3 Résultats et analyse

Dans cette section, les comparaisons entre les quantités mesurées et celles calculées sont présentées et discutées.

Transition entre les différents régimes de combustion

En vue de comparer les données numériques et expérimentales en ce qui concerne la transition entre les différentes combustions, une analyse similaire à celle présentée dans la section 4.1.3 est réalisée. Avant tout, pour éviter de surcharger le graphique de comparaison, les données numériques seront réduites à la courbe de tendance (en bleu) représentée sur la Figure 4.17 et définie par morceaux comme suit

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{P} = \begin{cases} 1 & \text{si } \dot{Q}^* \leq 0.6 \\ 0.62 \times \dot{Q}^{*-0.95} & \text{si } 0.6 < \dot{Q}^* \leq 5 \\ 0.7 \times \dot{Q}^{*-1.5} & \text{si } 5 < \dot{Q}^* \end{cases} \quad (4.6)$$


 FIGURE 4.17 – Variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.

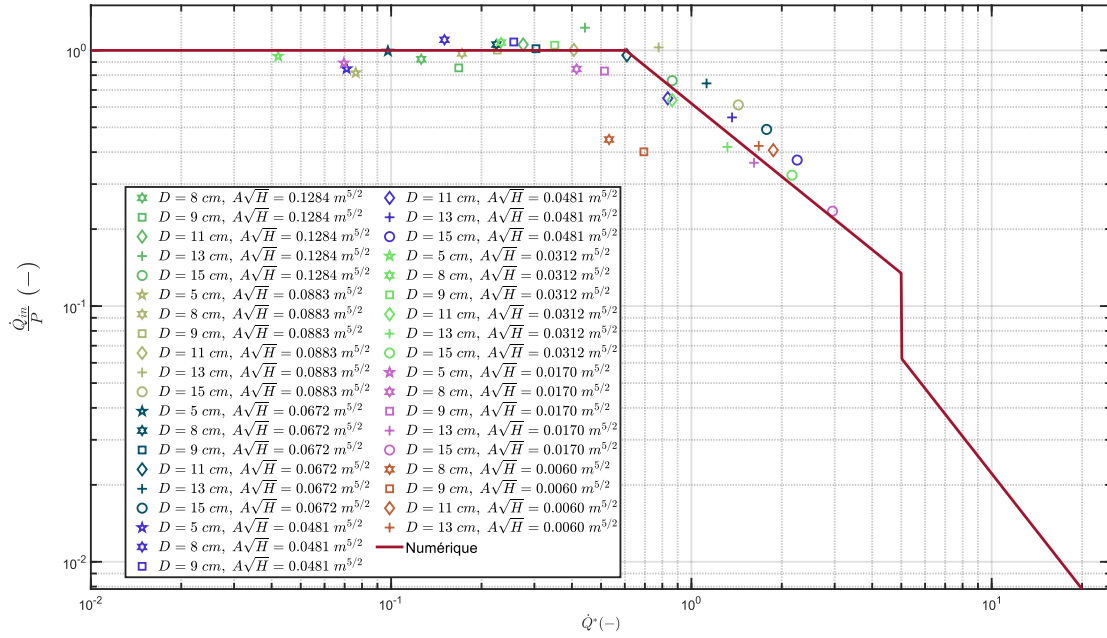
La [Figure 4.18a](#) et la [Figure 4.18b](#) représentent la comparaison entre les données numériques et expérimentales pour la petite et la moyenne échelle, respectivement. Comme on peut le remarquer, la variation du rapport entre la puissance à l'intérieur du compartiment et la puissance totale présente deux comportements distincts. Tout d'abord, pour les simulations à petite échelle, on observe un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux, comme l'illustre la [Figure 4.18a](#). Par contre, il y a une légère sous-estimation de la puissance à l'intérieur du compartiment par les simulations numériques dans le cas du régime sous-ventilé. À l'échelle intermédiaire ([Figure 4.18b](#)) le comportement est différent. En fait pour le régime bien ventilé les simulations et les résultats expérimentaux montrent un accord satisfaisant. Cependant, pour le régime sous-ventilé, les simulations numériques montrent une surestimation de la puissance à l'intérieur du compartiment. L'une des raisons fondamentales de cette différence est la quantité d'air réagissant avec le carburant à l'intérieur du compartiment, qui peut être influencée par la nature des écoulements dans le compartiment. En fait, comme on le verra plus loin, dans ces cas, le modèle montre des concentrations de gaz plus faibles que celles observées expérimentalement. Cette différence dans la quantité d'air consommée se traduit par la divergence observée dans la puissance à l'intérieur du compartiment.

Régime bien-ventilé

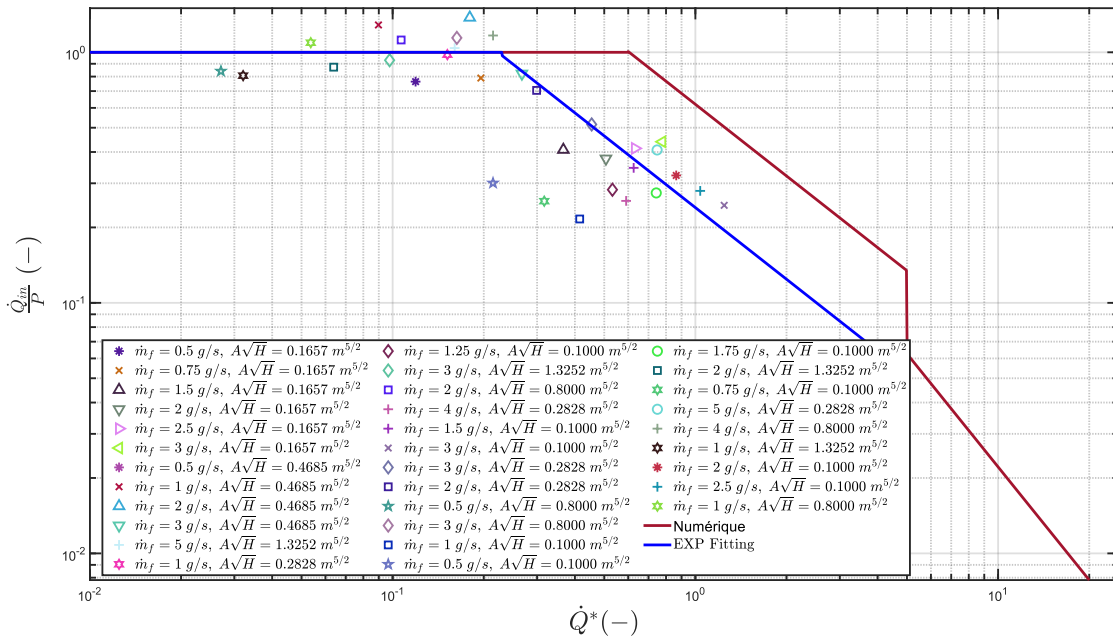
D'abord on s'intéresse au régime bien ventilé. A titre d'illustration, nous avons choisi une expérience à échelle intermédiaire avec un débit de propane de 1 g/s et une hauteur de porte de 1 m . En général, les données expérimentales et numériques présentent un bon accord. Cependant, il faut noter que selon la position du capteur, des différences peuvent apparaître, notamment au niveau de l'interface entre la couche chaude et la couche froide.

Sur la figure [Figure 4.19](#) sont représentées les variations de température en fonction du temps pour trois thermocouples différents. Chaque thermocouple correspond à une position donnée sur l'arbre à thermocouples FL ([Figure 3.27](#)). Comme on peut le voir sur la [Figure 4.19](#), les températures de la couche froide [Figure 4.19a](#) et de la couche chaude [Figure 4.19c](#) sont bien reproduites par les simulations. Cela s'explique aussi parce que ces deux couches ont des températures plus au moins uniformes. Par contre, pour l'interface on remarque une surestimation des températures. Cela reflète la difficulté de simuler correctement l'épaisseur de la couche chaude.

La comparaison entre la concentration d'oxygène simulée et les concentrations expérimentales est donnée sur la [Figure 4.20](#). En effet, nous avons représentés la variation temporelle de la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer. On constate que la simulation FDS prédit un comportement stable avec une concentration assez proche de la concentration ambiante. En revanche, les résultats expérimentaux montrent une diminution rapide de la concentration suivie d'un comportement quasi stable. Le même comportement est observé dans la simulation FireFOAM. Toutefois, les résultats numériques surestiment toujours la concentration d'oxygène par rapport aux résultats expérimentaux. Nous devons garder à l'esprit que ces mesures ont été effectuées à proximité de la flamme, ce qui signifie que le mouvement de la flamme

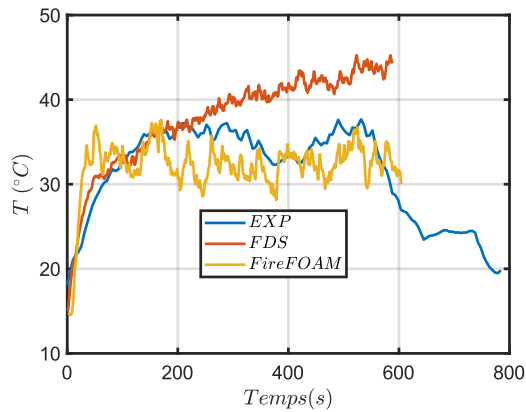


(a) Petite échelle

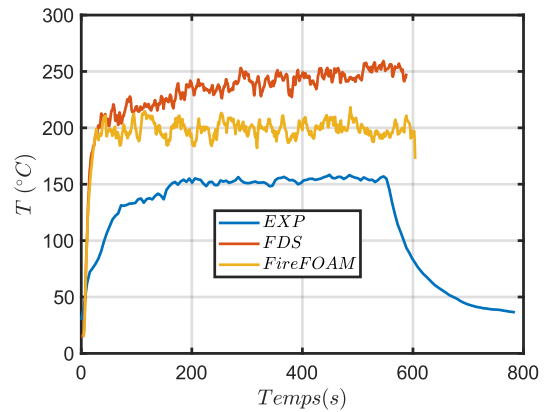


(b) Échelle intermédiaire

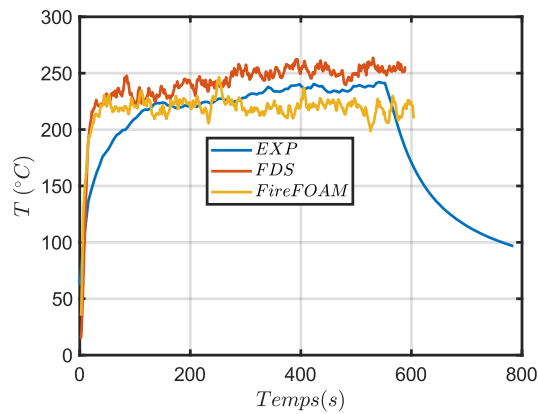
FIGURE 4.18 – Comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques concernant la variation du rapport \dot{Q}_{in}/P en fonction de la puissance adimensionnelle.



(a) Position FL, thermocouple n° 1



(b) Position FL, thermocouple n° 8



(c) Position FL, thermocouple n° 12

FIGURE 4.19 – Comparaison entre les températures simulées et les températures mesurées expérimentalement. Ces résultats sont issus d'une expérience/simulation à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 \text{ g/s}$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 \text{ m}^{5/2}$.

peut affecter les mesures.

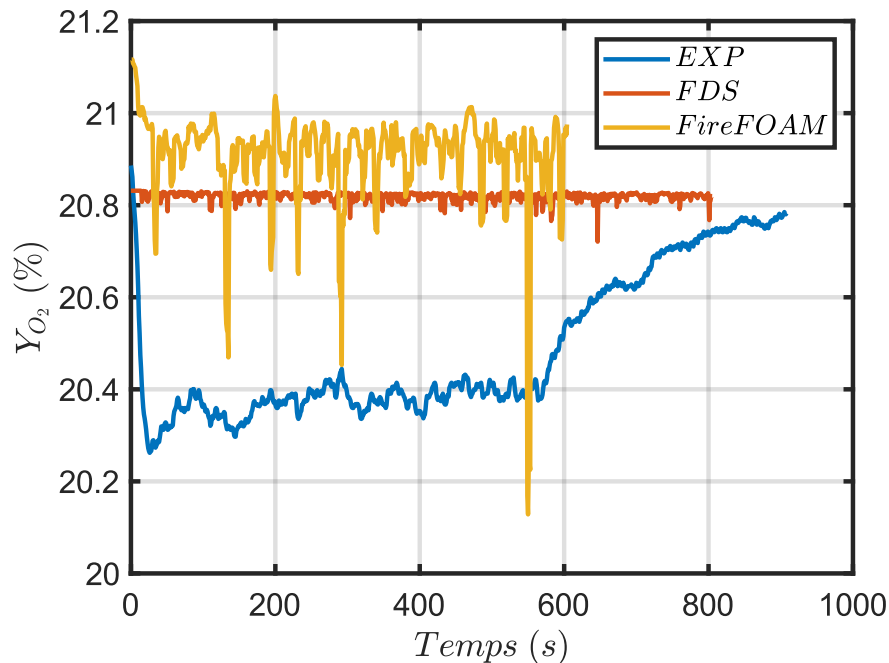


FIGURE 4.20 – Évolution temporelle de la concentration en oxygène au niveau du foyer lors d'un essai/simulation à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 \text{ g/s}$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 \text{ m}^{5/2}$.

La Figure 4.21 montre la variation de la vitesse au niveau de l'axe central de la porte. Le signe négatif de la vitesse indique l'entrée (air entrant dans le compartiment), tandis que la vitesse positive indique la sortie (fumée sortant de l'enceinte). Ici aussi, un comportement similaire à celui de la température peut être observé, en effet, en fonction de la position du capteur, la concordance entre les valeurs numériques et expérimentales est plus ou moins bonne. En effet, en s'approchant de l'interface entre la couche chaude et la couche froide, on constate que les simulations numériques et les données expérimentales ne sont pas en bon accord, pire encore, la direction du flux n'est pas la même. Cela était assez probable puisque dans ces régions, l'écoulement est très turbulent en raison de l'interaction entre les deux couches.

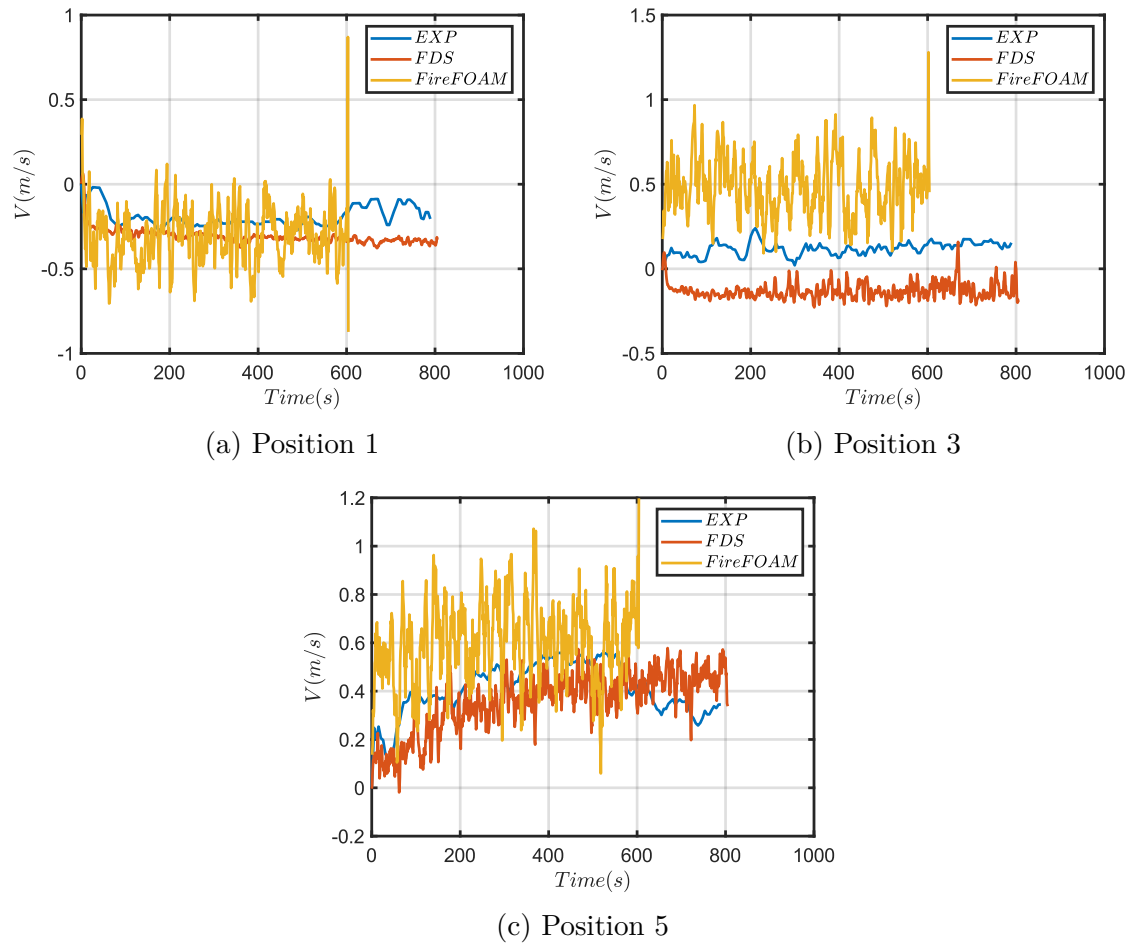


FIGURE 4.21 – Variation des vitesses au niveau de l'axe central de la porte pour un essai à échelle intermédiaire avec $\dot{m}_f = 1 \text{ g/s}$ et un facteur de ventilation $A\sqrt{H} = 0.8 \text{ m}^{5/2}$.

Régime sous-ventilé

Dans cette partie également, les simulations numériques ont été réalisées en mode prescrit. C'est-à-dire que le taux de perte en masse du combustible a été imposé sur la base des résultats expérimentaux. La [Figure 4.22](#) montre un exemple de la puissance utilisée dans la simulation numérique d'un feu de bac d'heptane de 15 cm avec un facteur de ventilation de $0.0481 m^{5/2}$.

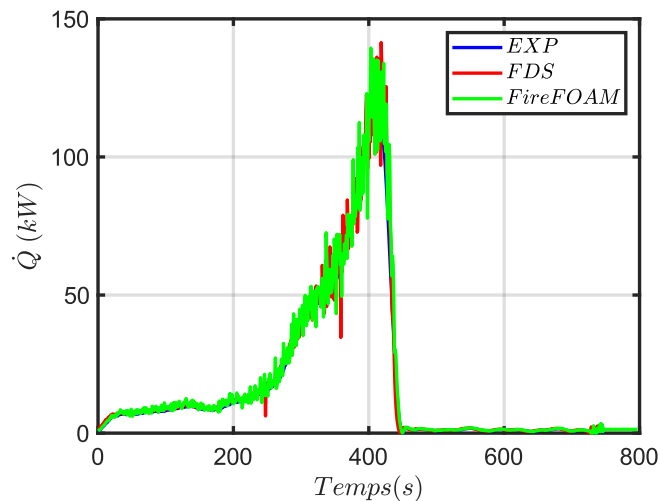


FIGURE 4.22 – Évolution temporelle de la puissance prescrite

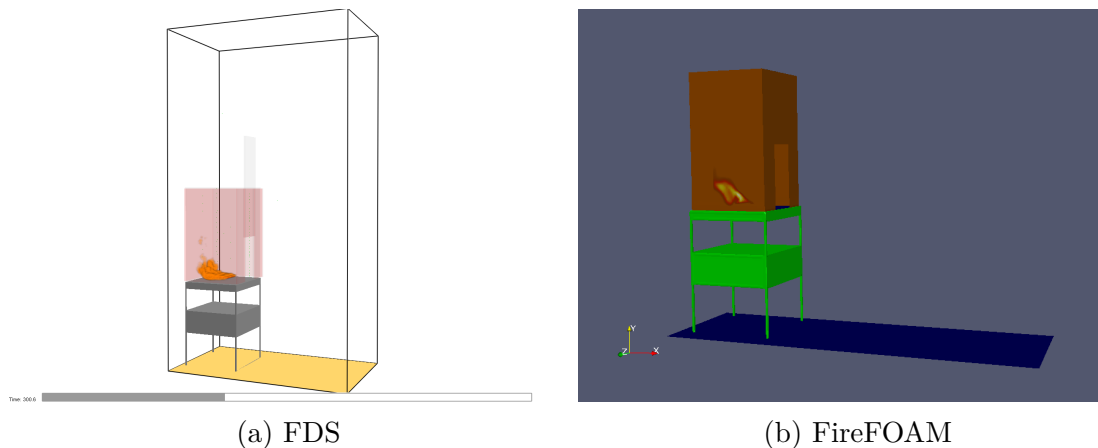


FIGURE 4.23 – Illustration de la flamme à 300s

La [Figure 4.24](#) présente la variation temporelle de la température à différentes hauteurs enregistrées pendant l'expérience et la simulation numérique d'un feu de bac d'heptane à petite échelle ($D = 15 cm$, $A\sqrt{H} = 0.0481 m^{5/2}$). En analysant la [Figure 4.24](#) nous pouvons identifier deux comportements. Dans le premier, observé pour les thermocouples impactés par les mouvements de la flamme ([Figure 4.24a](#)), les températures calculées sont plus élevées que les valeurs expérimentales, ceci est dû aux mouvements de la flamme. Par contre, pour les thermocouples situés dans la couche chaude ([Figure 4.24b](#) et [Figure 4.24c](#)), les températures simulées sont en bon

accord avec les températures expérimentales, en particulier pendant la première phase du feu à gauche de la ligne rouge en pointillés (régimes bien-ventilés). Pour la phase sous-ventilée (à droite de la ligne rouge en pointillés), les résultats des simulations FDS gardent un bon accord avec les mesures expérimentales, alors que FireFOAM montre une surestimation de la température.

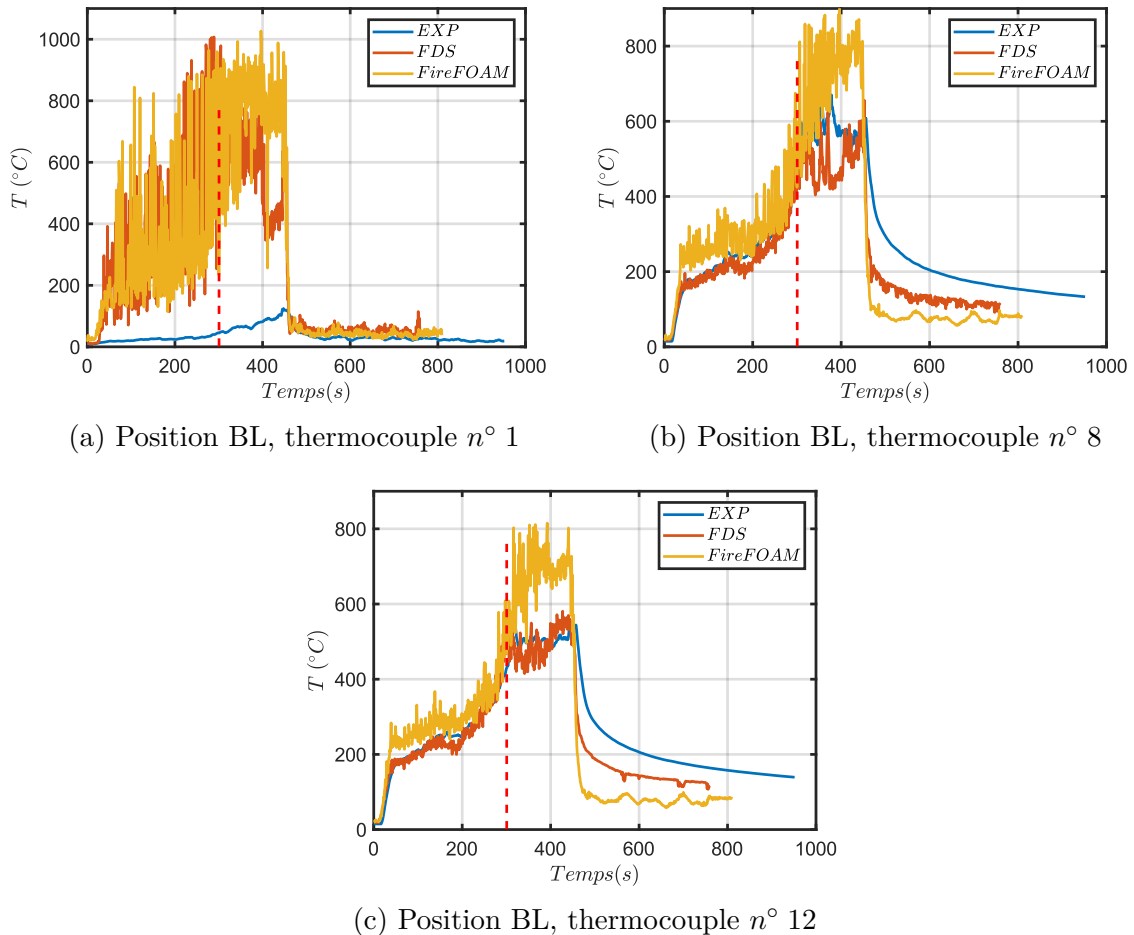


FIGURE 4.24 – Comparaison entre la température simulée et la température mesurée expérimentalement ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.0481 \text{ m}^{5/2}$).

La Figure 4.25 présente un exemple de contour de température à 400 s (régime sous-ventilé). Il permet d'illustrer la différence dans l'estimation des températures entre les deux modèles telle qu'elle a été observée sur les thermocouples. En effet, on constate que FireFOAM (Figure 4.25b) prédit des températures plus élevées que celles prédites par FDS (Figure 4.25a).

La comparaison de la puissance libérée à l'intérieur Figure 4.26a du compartiment révèle que FireFOAM prédit une puissance plus élevée à l'intérieur du compartiment que FDS et les mesures expérimentales, ce qui explique et corrobore les résultats précédents concernant la température. Cette surestimation de la puissance à l'intérieur du compartiment provient du fait que la fraction d'oxygène limitant la

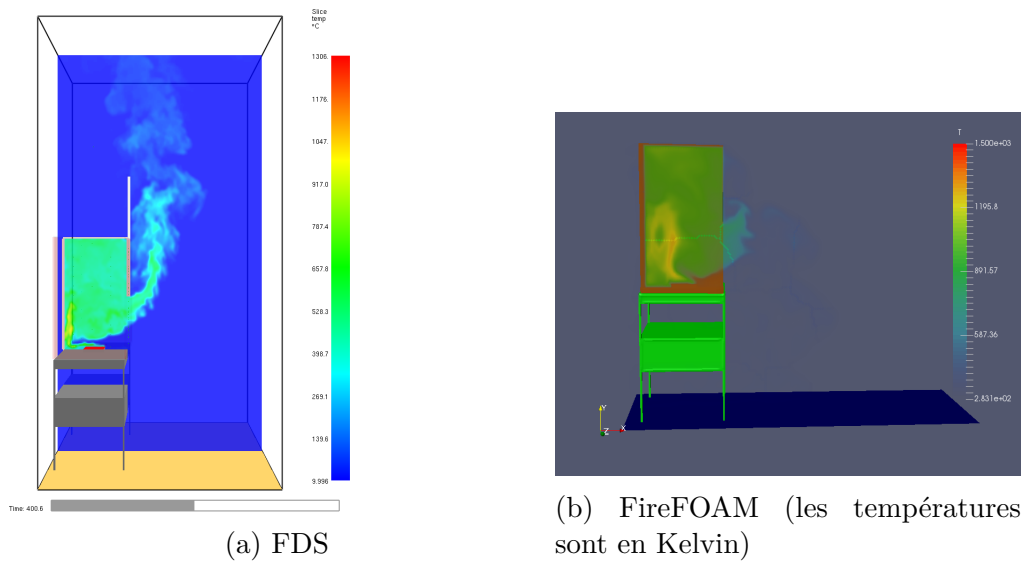


FIGURE 4.25 – Contour de température au niveau de l’axe central du dispositif à 400 s

combustion dans FireFOAM est de 0%, une fraction plus faible que celle calculé par FDS ou l’expérimental. Cela permet à plus de combustible de brûler à l’intérieur du compartiment avant le passage à un feu sous-ventilé. En revanche, FDS fournit une estimation correcte (légèrement surestimée en comparaison à l’expérience) de la puissance à l’intérieur de l’enceinte. Une conséquence directe de la surestimation de la puissance intérieure est la sous-estimation de la puissance à l’extérieur du compartiment telle que l’illustre la Figure 4.26b.

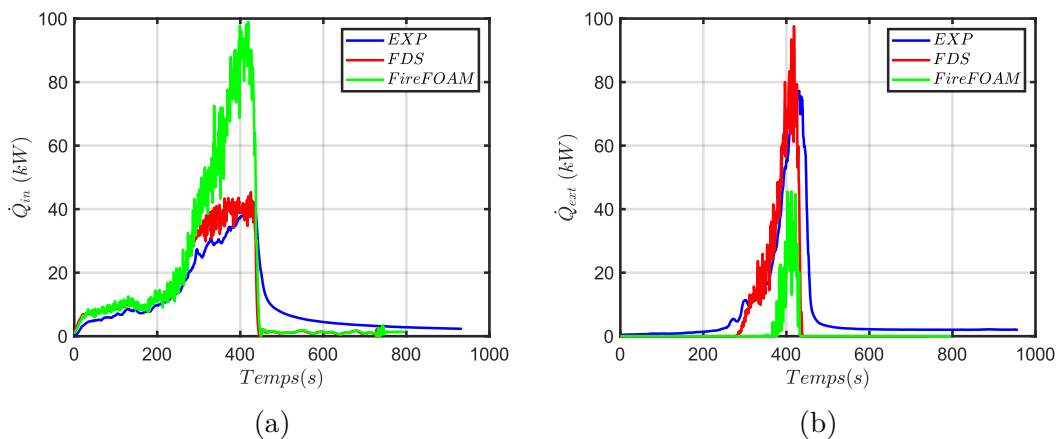


FIGURE 4.26 – Variation de la puissance à l’intérieur (a) et à l’extérieur (b) du compartiment ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.0481 \text{ m}^{5/2}$).

Concernant la concentration en oxygène, elle est représentée en fonction du temps sur la Figure 4.27. On observe que FireFOAM sous-estime la concentration d’oxygène par rapport à l’expérience, en d’autres termes, plus d’oxygène est consommé pendant la combustion, ce qui se traduit par une puissance plus élevée. Avec FDS, la concentration

estimée et les concentrations expérimentales montrent une assez bonne concordance pendant les premiers stades du feu. Cependant, lorsque le feu devient sous-ventilé, FDS montre également une sous-estimation de la concentration d'oxygène.

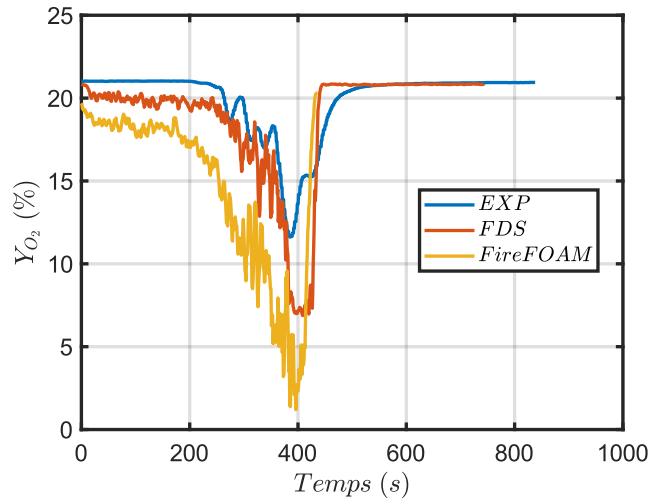


FIGURE 4.27 – Évolution temporelle de la concentration en oxygène au niveau du foyer ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.0481 \text{ m}^{5/2}$).

Pour cette dernière comparaison, seuls les résultats numériques sont présentés (voir [Figure 4.28](#)) car les vitesses expérimentales n'ont pas été mesurées. Comme pour la variation de température, en fonction de la position du capteur, on a un accord plus ou moins bon entre les deux modèles. Comme le montrent la [Figure 4.28a](#) et la [Figure 4.28b](#), pour des capteurs situés dans la partie inférieure ou supérieure, les vitesses prédites par les deux modèles sont en bonne concordance. Cependant, pour certains des capteurs situés à l'interface entre les gaz chauds sortant du compartiment et l'air froid entrant dans l'enceinte, on peut noter quelques différences entre les deux prédictions ([Figure 4.28c](#)).

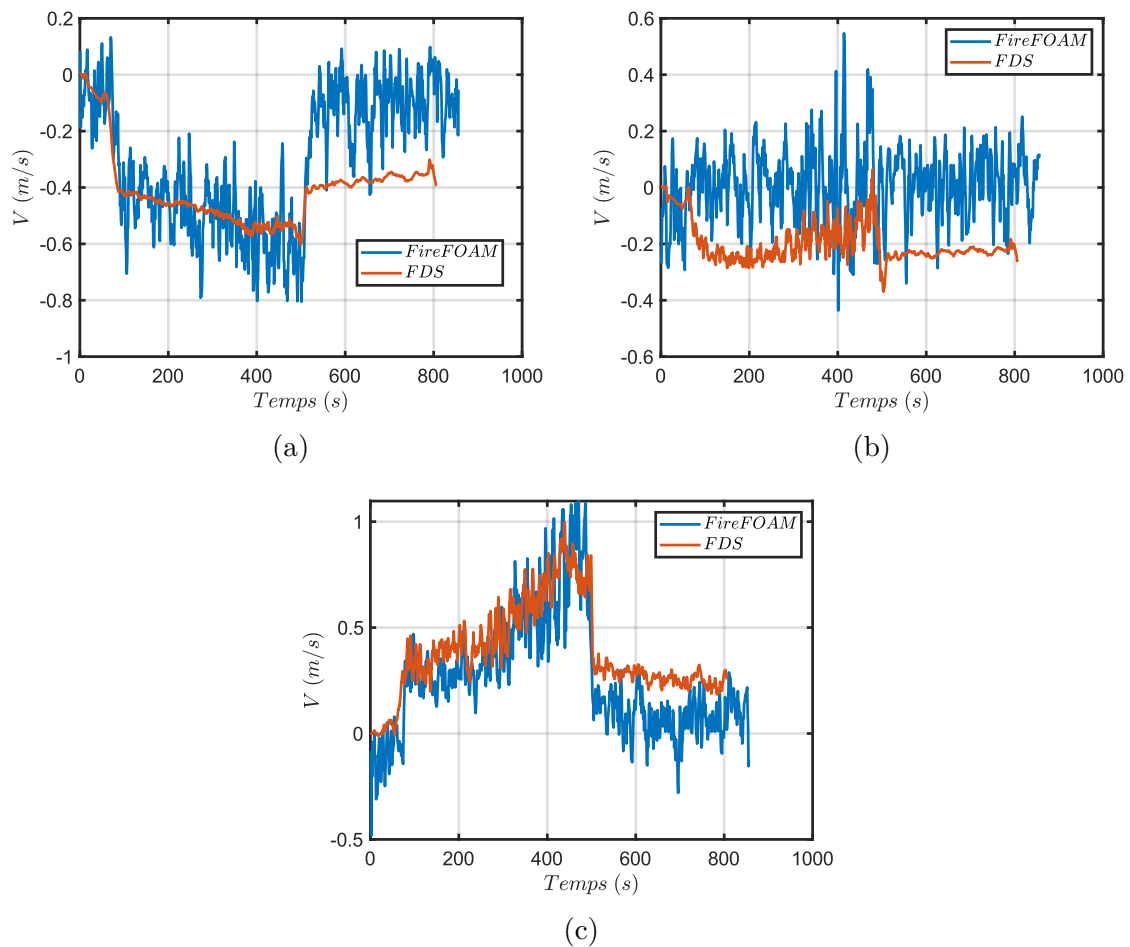


FIGURE 4.28 – Variation de la vitesse au niveau de l'axe centrale de la porte ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.0481 \text{ m}^{5/2}$).

Régime sévèrement sous-ventilé

On s'intéresse maintenant à un comportement principalement observé à petite échelle et pour les plus petites ouvertures (facteur de ventilation de $0.017 m^{5/2}$ et $0.01 m^{5/2}$). Dans ce cas, les modèles numériques prédisent un comportement différent de celui observé lors de l'expérience. Pour cette partie et à titre d'exemple, nous examinerons la configuration avec un facteur de ventilation de $0.017 m^{5/2}$.

Là encore, on observe deux comportements distincts (Figure 4.29), similaires à ce que l'on a déjà vu dans la section précédente. Pour les premiers instants du feu on note un bon accord entre les données numériques et expérimentales. Cependant, FDS prédit une transition plus rapide vers le régime sous-ventilé que celle observée lors des expériences. Comme l'illustre la ligne rouge pointillée qui délimite le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé selon la simulation FDS, cette transition se produit plus tard selon l'observation expérimentale représentée ici par la ligne bleue pointillée et plus tardivement avec la simulation FireFOAM symbolisée par la ligne noire pointillée.

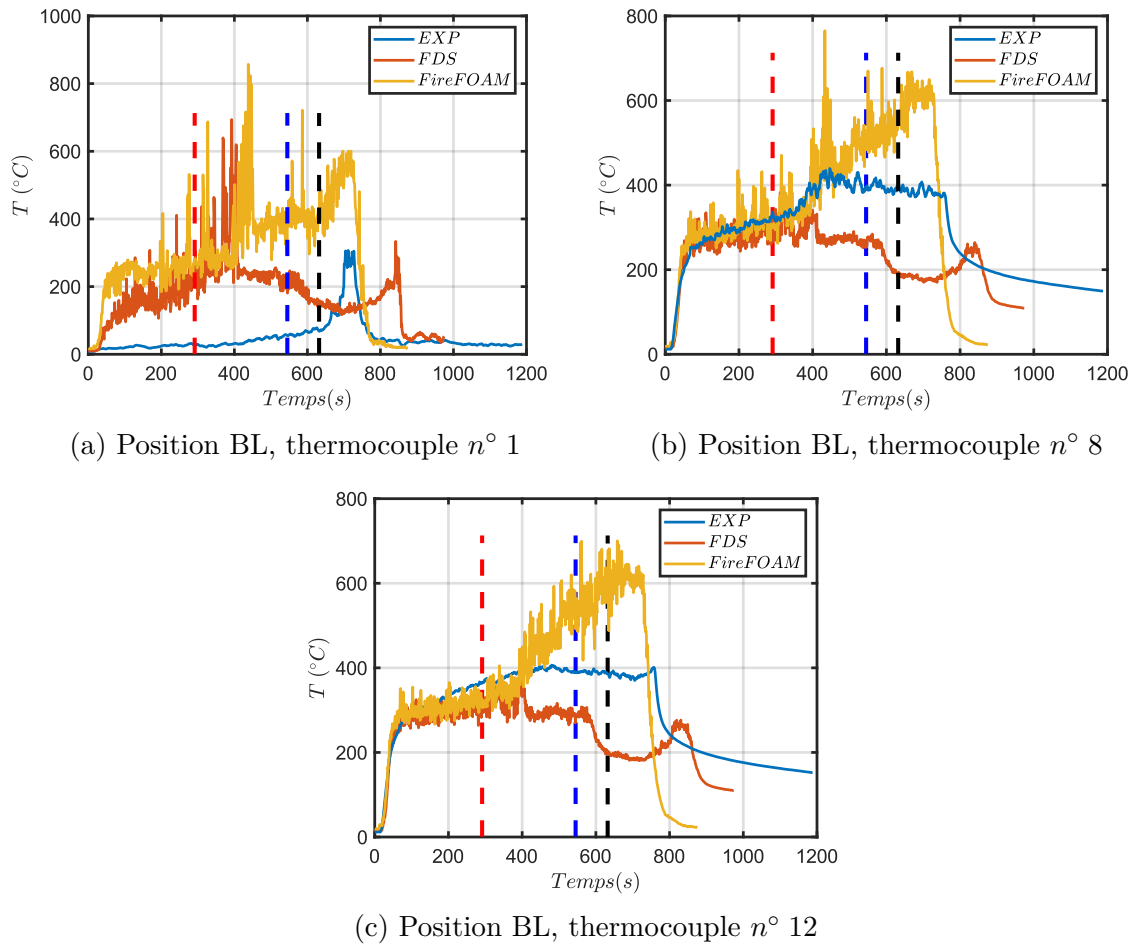


FIGURE 4.29 – Comparaison entre la température simulée et la température mesurée expérimentalement ($D = 15 \text{ cm}$, $A\sqrt{H} = 0.017 m^{5/2}$).

Une autre remarque importante concerne la variation de la température prédite par FDS dans ce régime sous-ventilé, dans ce cas on constate une décroissance de la

température à l'intérieur de l'enceinte ce qui reflète le fait que la majeure partie, voire la totalité de la combustion a lieu à l'extérieur du compartiment. Alors que le feu devrait passer d'un régime bien ventilé à un régime sous-ventilé, comme observé pendant l'expérience, la simulation FDS bascule vers un troisième régime avec une combustion uniquement à l'extérieur du compartiment (voir la [Figure 4.31b](#)). Ceci est confirmé par le comportement de la puissance à l'intérieur du compartiment ([Figure 4.30](#)).

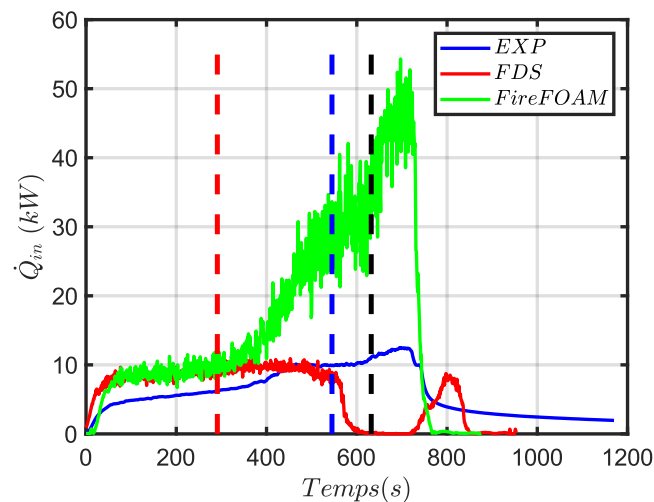


FIGURE 4.30 – Variation de la puissance à l'intérieur du compartiment, les ligne en pointillée représente la délimitation entre les régimes bien-ventilé et sous-ventilé prédite par FDS (rouge), expérimentalement (bleu) et par FireFOAM (noir).

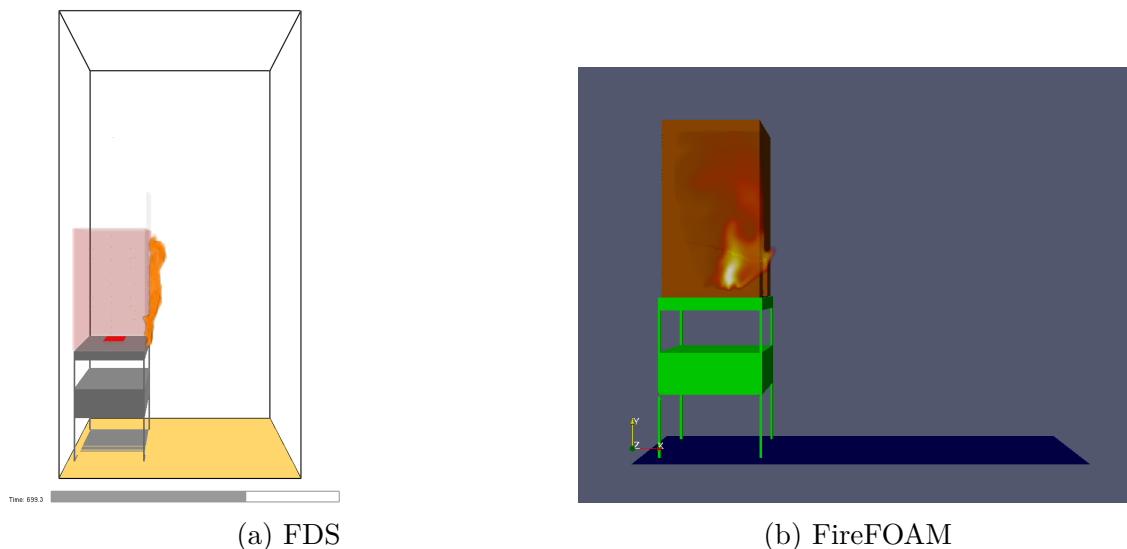


FIGURE 4.31 – Illustration de la flamme à 700s

Ce comportement est une conséquence directe du modèle d'extinction. En fait, en comparant avec FireFOAM dans lequel la fraction d'oxygène limitante est de 0%, on n'observe pas un tel comportement. Cependant, avec une telle condition, FireFOAM

surestime la puissance à l'intérieur du compartiment et par conséquent les températures pendant le régime sous-ventilé.

4.2.4 Résumé

Cette section a permis d'étudier la capacité des codes de simulation FDS et FireFOAM à reproduire les expériences décrites aux chapitres 2 et 3. Pour la comparaison, trois cas caractéristiques ont été considérés, à savoir un régime bien ventilé (échelle intermédiaire), un régime sous-ventilé (petite échelle) et enfin un feu sévèrement non ventilé. Dans le cas d'un régime bien ventilé, la simulation numérique a montré un accord satisfaisant avec les données expérimentales en termes de température, de concentration d'oxygène et de vitesses.

Pour le régime sous-ventilé, le FDS a montré un bon accord avec les données expérimentales en termes de température et de puissance libérée à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. En ce qui concerne FireFOAM, ce dernier a montré une surestimation de la température et de la puissance libérée à l'intérieur du compartiment, ceci est une conséquence directe des conditions d'extinction. En effet dans FireFOAM l'extinction se produit lorsque la fraction d'oxygène atteint 0%. Cette condition favorise la combustion à l'intérieur du compartiment, ce qui entraîne des températures plus élevées.

Enfin, pour le régime fortement sous-ventilé, les deux modèles ont montré des divergences par rapport aux données expérimentales. Premièrement, la transition d'un régime sous-ventilé à un régime bien ventilé s'est produite plus tôt que pendant l'expérience, ce qui conduit à une sous-estimation de la température à l'intérieur du compartiment. Ensuite, lorsque le feu a été supposé (expérimentalement) passer à un régime sous-ventilé, FDS a prédit une sortie complète de la flamme, la combustion ayant lieu principalement à l'extérieur du compartiment. Là encore, FireFOAM a surestimé les températures et la puissance à l'intérieur du compartiment. Ces différents comportements sont le reflet de la condition d'extinction dans chaque modèle.

Chapitre 5

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Ce manuscrit constitue une contribution aux travaux de recherche sur la problématique des feux de compartiments. Les travaux réalisés au cours de cette thèse, tant au niveau expérimental que numérique, avaient pour objectif de répondre à une série de questions sur le comportement du feu dans une enceinte. Expérimentalement, la question principale qui a été traitée ici est l'évaluation de la distribution de puissance pendant un feu de compartiment. Autrement dit, quelle est la quantité d'énergie libérée à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment pendant l'incendie? Pour répondre à cette question, des expériences ont été menées à deux échelles différentes. Des expériences à petite échelle ont été réalisées au LEMTA en utilisant des feux de bac et des expériences à échelle intermédiaire réalisées au CSTB avec un brûleur au propane. Le changement de combustible a été effectué afin d'avoir un meilleur contrôle sur le processus de combustion.

L'étude expérimentale nous a permis d'étudier et de déterminer la transition entre les régimes de combustion classiques, à savoir le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. En plus de ces deux régimes, un régime transitoire caractérisé par un comportement oscillatoire a été observé pendant les essais à l'échelle intermédiaire. Ce régime transitoire représente une alternance entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. Il a été constaté que le début de ce comportement oscillatoire, sa durée et le nombre de cycles dépendent de la puissance du feu.

En parallèle, une méthode a été mise en place pour estimer la puissance à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte. La mesure de la puissance libérée à l'intérieur et/ou à l'extérieur du compartiment s'est faite en deux temps selon le régime considéré. Dans le cas d'un régime bien ventilé, la puissance n'est libérée qu'à l'intérieur du compartiment. Dans ce cas la puissance est estimée à partir des mesures de température à l'intérieur du compartiment (méthode MQH). Dans le cas d'un régime non ventilé avec des flammes externes, la puissance libérée par ces flammes externes est estimée sur la base du flux de chaleur radiatif, de la reconstruction de la flamme et d'une méthode de Monte-Carlo. L'idée ici est de reconstruire la surface de la flamme à partir de deux photos perpendiculaires en supposant une section transversale

elliptique. Une fois la flamme obtenue, nous utilisons une méthode de Monte-Carlo pour estimer le facteur de forme entre la flamme et le capteur de flux thermique. Ce facteur de forme est le rapport entre le rayonnement émis et le rayonnement reçu par le capteur. Cette méthode donne une bonne estimation de la puissance des flammes externes tant à petite échelle qu'à moyenne échelle. Combinée avec la méthode MQH, cette méthode nous donne la possibilité d'avoir une estimation de la puissance libérée à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment.

Pour déterminer la capacité des codes de simulation numérique FDS et FireFOAM à traiter le feu de compartiment, nous avons réalisé un grand nombre de simulations numériques et des comparaisons avec les données expérimentales. Une étude numérique a été menée à différentes échelles. Cette étude préliminaire avait pour objectif d'établir une méthode pour étudier la transition entre les différents régimes de combustion. Un des avantages de la simulation numérique est qu'elle permet une évaluation directe de la puissance libérée à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. Nous avons analysé les résultats en évaluant le rapport entre la puissance calculée à l'intérieur et la puissance prescrite, en fonction d'une valeur sans dimension (nombre de Zukoski). Une valeur critique $\dot{Q}_{cri}^* = 0.6$ a été identifiée marquant la frontière entre les deux régimes et ce, pour toutes les échelles.

Le second aspect qui a également été étudié au cours de l'étude numérique est l'effet du modèle d'extinction sur la transition entre les régimes de combustion. En effet, dans FDS l'extinction est basée sur une fraction limite d'oxygène calculée en fonction de la température. Au contraire, dans FireFOAM la combustion peut continuer jusqu'à ce que tout l'oxygène disponible dans le compartiment soit consommé. Cela conduit à une transition tardive entre le régime bien ventilé et le régime sous-ventilé. En d'autres termes, les simulations FireFOAM favorisent la combustion à l'intérieur du compartiment par rapport à FDS. Pour s'assurer que cette différence est une conséquence de la condition d'extinction, FDS a été modifié en fixant la fraction massique limite de l'oxygène à 0% (comme FireFOAM), la même démarcation entre le régime bien-ventilé et sous-ventilé a été obtenue, à savoir $\dot{Q}_{cri}^* = 0.9$. Cependant, il faut noter que les simulations de FireFOAM ont prédit une puissance plus élevée dans le régime sous-ventilé que celles de FDS.

En dernier lieu, les simulations numériques ont été comparées aux tests expérimentaux. Cette comparaison a montré trois comportements en fonction du régime de combustion. Premièrement, dans le cas d'un régime bien ventilé, les simulations FDS et FireFOAM ont montré un accord satisfaisant avec les données expérimentales.

Ensuite, dans le cas d'un régime modérément sous-ventilé, FDS a également montré un accord satisfaisant avec les expériences, tandis que, les simulations FireFOAM ont montré une surestimation des températures et de la puissance à l'intérieur du compartiment. Cette surestimation était prévisible puisqu'elle avait déjà été observée pendant l'étude numérique et qu'elle est une conséquence directe du modèle d'extinction. Enfin, dans le cas d'un feu sévèrement sous-ventilé, FDS a prédit une combustion complète à l'extérieur du compartiment, ce qui n'a pas été observé expérimentalement.

Limitation et perspectives

Le travail actuel peut présenter certaines limites en raison des hypothèses utilisées, du post-traitement des données, ou encore de la conception des expériences. En effet, dans la méthode proposée pour calculer la puissance des flammes externes, nous avons considéré une fraction radiative constante. Cette hypothèse peut être critiquée, on peut dire que cette dernière peut changer dans le cas d'un feu sous-ventilé. Ceci étant dit, on peut imaginer que le rapport entre l'efficacité de la combustion et la fraction radiative peut être constant. Idéalement, il faudrait mettre en place une expérience permettant de mesurer à la fois la fraction radiative et l'efficacité de la combustion dans une atmosphère contrôlée pour différentes concentrations d'oxygène. Une autre amélioration qui pourrait être apportée à cette méthode est l'utilisation de plus de caméras pour assurer une description plus détaillée de la géométrie de la flamme.

Pour les expériences à petite échelle, l'écoulement à travers la porte n'a pas été caractérisé, en effet, aucune mesure de vitesse n'a été effectuée. Très récemment, des essais préliminaires ont été réalisés en utilisant des mesures de PIV pour évaluer les vitesses d'écoulement. Les données de ces expériences n'ont pas été présentées dans ce manuscrit, mais elles seront disponibles prochainement.

Concernant la simulation numérique, dans le travail actuel, les simulations ont été effectuées dans une approche prescriptive, ce qui signifie que le taux de perte de masse obtenu/imposé expérimentalement a été utilisé comme entrée. Ce travail devrait être étendu pour étudier la capacité des codes CFD à prédire le taux de perte de masse. En réalité, quelques simulations prédictives ont été menées afin d'estimer le taux de perte de masse d'un bac d'heptane en atmosphère ouverte. Une surestimation du MLR a été observée, ce sujet doit donc être examiné de manière plus approfondie.

Les modifications apportées au modèle d'extinction n'ont pas amélioré de manière significative les performances des codes numériques. Cet aspect devrait être revu et étudié davantage. Cela pourrait faciliter la reproduction du comportement oscillatoire observé à l'échelle intermédiaire. Ce régime oscillatoire n'a pas été observé lors des simulations effectuées au cours de cette étude.

Bibliographie

- [1] H. Takeda and K. Akita, “Critical phenomenon in compartment fires with liquid fuels,” *Symposium (International) on Combustion*, vol. 18, no. 1, pp. 519–527, 1981.
- [2] N. F. P. Association and S. of Fire Protection Engineers, eds., *SFPE handbook of fire protection engineering*. Quincy, Mass. : Bethesda, Md : National Fire Protection Association ; Society of Fire Protection Engineers, 3rd ed ed., 2002.
- [3] J. Liu and Z. Zhou, “Examination of radiative fraction of small-scale pool fires at reduced pressure environments,” *Fire Safety Journal*, vol. 110, p. 102894, Dec. 2019.
- [4] K. Kawagoe, “Fire behavior in rooms,” Tech. Rep. 27, Building Research Institute, Ministry of Construction, Tokyo, 1958.
- [5] D. Gross and A. F. Robertson, “Experimental fires in enclosures,” *Symposium (International) on Combustion*, vol. 10, no. 1, pp. 931–942, 1965.
- [6] P. Thomas, A. Heselden, and M. Law, *Fully-developed compartment fires : Two kinds of behaviour*. Fire research technical paper, H.M. Stationery Office, 1967.
- [7] M. Peatross and C. Beyler, “Ventilation Effects On Compartment Fire Characterization,” *Fire Safety Science*, vol. 5, pp. 403–414, 1997.
- [8] C. Fleischmann and A. Parkes, “Effects Of Ventilation On The Compartment Enhanced Mass Loss Rate,” *Fire Safety Science*, vol. 5, pp. 415–426, 1997.
- [9] K. I. Kim, H. Ohtani, and Y. Uehara, “Experimental study on oscillating behaviour in a small-scale compartment fire,” *Fire Safety Journal*, vol. 20, pp. 377–384, Jan. 1993.
- [10] Y. Utiskul, J. G. Quintiere, A. S. Rangwala, B. A. Ringwelski, K. Wakatsuki, and T. Naruse, “Compartment fire phenomena under limited ventilation,” *Fire Safety Journal*, vol. 40, pp. 367–390, June 2005.
- [11] H. Pretrel, S. Suard, and L. Audouin, “Experimental and numerical study of low frequency oscillatory behaviour of a large-scale hydrocarbon pool fire in a mechanically ventilated compartment,” *Fire Safety Journal*, vol. 83, pp. 38–53, July 2016.
- [12] M. Mense, *Etude des régimes d’instabilités de combustion basse fréquence lors d’un incendie dans une*. PhD thesis, 2018.
- [13] M. Mense, Y. Pizzo, H. Pretrel, J.-C. Loraud, and B. Porterie, “Experimental parametric study on low-frequency oscillating behaviour of pool fires in a small-scale mechanically-ventilated compartment,” *Journal of Physics : Conference Series*, vol. 1107, p. 042021, Nov. 2018.

- [14] M. Mense, P. Yannick, P. Hugues, and P. Bernard, “Experimental study on low-frequency oscillating behavior in mechanically-ventilated compartment fires,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 12, Mar. 2019.
- [15] B. Karlsson and J. G. Quintiere, “Enclosure fire dynamics,” 2000.
- [16] J. A. Rockett, “Fire Induced Gas Flow in an Enclosure,” *Combustion Science and Technology*, vol. 12, pp. 165–175, Apr. 1976.
- [17] I. Nakaya, T. Tanaka, M. Yoshida, and K. Stechler, “Doorway flow induced by a propane fire,” *Fire Safety Journal*, vol. 10, pp. 185–195, May 1986.
- [18] C. Huggett, “Estimation of rate of heat release by means of oxygen consumption measurements,” *Fire and Materials*, vol. 4, pp. 61–65, June 1980.
- [19] T. Z. Harmathy, “The role of thermal feedback in compartment fires,” *Fire Technology*, vol. 11, pp. 48–54, Feb. 1975.
- [20] T. Z. Harmathy, “Mechanism of Burning of Fully-Developed Compartment Fires,” p. 9.
- [21] M. A. Delichatsios, G. W. Silcock, X. Liu, M. Delichatsios, and Y.-P. Lee, “Mass pyrolysis rates and excess pyrolysate in fully developed enclosure fires,” *Fire Safety Journal*, vol. 39, pp. 1–21, Feb. 2004.
- [22] B. Bøhm and B. Musse Rasmussen, “The development of a small-scale fire compartment in order to determine thermal exposure inside and outside buildings,” *Fire Safety Journal*, vol. 12, pp. 103–108, Oct. 1987.
- [23] A. Y. Snegirev, G. M. Makhviladze, V. A. Talalov, and A. V. Shamshin, “Turbulent Diffusion Combustion under Conditions of Limited Ventilation : Flame Projection Through an Opening,” *Combustion, Explosion and Shock Waves*, vol. 39, pp. 1–10, Jan. 2003.
- [24] A. Lock, G. Ko, M. Bundy, E. Johnsson, and A. Hamins, “Measurements in Standard Room Scale Fires,” *Fire Safety Science*, vol. 9, pp. 873–882, 2008.
- [25] A. V. Chamchine, G. M. Makhviladze, P. Oleszczak, and S. E. Yakush, “Flame Exhaust from Compartment with Burner or Pool Fire,” p. 4, 2007.
- [26] J. Sjöström, U. Wickström, and A. Byström, “Validation data for room fire models : Experimental background,” Technical Report 2016 :54, SP Technical Research Institute of Sweden, Borås, Sweden, 2016.
- [27] B. J. McCaffrey, J. G. Quintiere, and M. F. Harkleroad, “Estimating room temperatures and the likelihood of flashover using fire test data correlations,” *Fire Technology*, vol. 17, pp. 98–119, May 1981.
- [28] S. Yokoi, “Study on the Prevention of Fire-Spread Caused by Hot Upward Current,” p. 143.
- [29] L. G. Seigel, “The projection of flames from burning buildings,” *Fire Technology*, vol. 5, pp. 43–51, Feb. 1969.
- [30] Y.-P. Lee, M. A. Delichatsios, and G. W. H. Silcock, “Heat fluxes and flame heights in facades from fires in enclosures of varying geometry,” *Proceedings of the Combustion Institute*, p. 8, 2007.

- [31] K. Lu, S. Mao, J. Wang, and L. Hu, “Flame extension length beneath a horizontal eave in fire-induced thermal plume ejected from a compartment,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 127, pp. 729–735, Dec. 2017.
- [32] X. Sun, L. Hu, X. Zhang, Y. Yang, F. Ren, X. Fang, K. Wang, and H. Lu, “Temperature evolution and external flame height through the opening of fire compartment : Scale effect on heat/mass transfer and revisited models,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 164, p. 106849, June 2021.
- [33] R. Fei, “Experimental study of transitional behavior of fully developed under-ventilated compartment fire and associated facade flame height evolution,” *Combustion and Flame*, p. 11, 2019.
- [34] K. Goble, “Height of Flames Projecting from Compartment Openings,” p. 260.
- [35] “Eurocode 1 : actions sur les structures,” p. 61.
- [36] T. Tanaka and S. Yamada, “Bri2002 : Two Layer Zone Smoke Transport Model—chapter 1 Outline of the Mode,” *Fire Science and Technology*, vol. 23, no. 1, pp. 1–44, 2004.
- [37] J. G. Quintiere, *Fundamentals of fire phenomena*. Chichester : John Wiley, 2006. OCLC : ocm57640395.
- [38] K. B. McGrattan and G. P. Forney, “Fire dynamics simulator (version 4) :: user’s guide,” Tech. Rep. NIST SP 1019, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2004. Edition : 0.
- [39] K. B. McGrattan, “Fire dynamics simulator (version 4) :: technical reference guide,” Tech. Rep. NIST SP 1018, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2006. Edition : 0.
- [40] J. E. Floyd, K. B. McGrattan, S. Hostikka, and H. R. Baum, “CFD Fire Simulation Using Mixture Fraction Combustion and Finite Volume Radiative Heat Transfer,” *Journal of Fire Protection Engineering*, vol. 13, pp. 11–36, Feb. 2003.
- [41] S. Hostikka, “Development of Fire Simulation Models for Radiative Heat Transfer and Probabilistic Risk Assessment,” p. 185.
- [42] S. Suard, A. Koched, H. Pretrel, and L. Audouin, “Numerical simulations of fire-induced doorway flows in a small scale enclosure,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, pp. 578–590, Feb. 2015.
- [43] G. Zhao, T. Beji, and B. Merci, “Application of FDS to Under-Ventilated Enclosure Fires with External Flaming,” *Fire Technology*, vol. 52, pp. 2117–2142, Nov. 2016.
- [44] A. Afflard, E. M. Koutaiba, E. Asimakopoulou, D. Kolaitis, and J. Zhang, “Numerical investigation of fire development in a medium scale ISO9705 compartment-façade configuration,” *International Symposium on Fire Safety of Facades*, p. 9.
- [45] Z. Wang, T. Zhang, and X. Huang, “Numerical Modeling of Compartment Fires : Ventilation Characteristics and Limitation of Kawagoe’s Law,” *Fire Technology*, Mar. 2022.
- [46] C.-H. Hwang, A. Lock, M. Bundy, E. Johnsson, and Gwon Hyun Ko, “Studies on Fire Characteristics in Over- and Underventilated Full-scale Compartments,” *Journal of Fire Sciences*, vol. 28, pp. 459–486, Sept. 2010.

- [47] A. Lock, M. Bundy, E. L. Johnsson, A. Hamins, G. H. Ko, C. Hwang, P. Fuss, and R. H. Harris, “Experimental study of the effects of fuel type, fuel distribution and vent size on full-scale underventilated compartment fires in an ISO 9705 room,” Tech. Rep. NIST TN 1603, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2008. Edition : 0.
- [48] D. Pikiokos, “Numerical simulation of compartment fires : investigation of opening flow characteristics,” July 2016. Publisher : National Technological University of Athens.
- [49] R. A. Bryant, “A comparison of gas velocity measurements in a full-scale enclosure fire,” *Fire Safety Journal*, vol. 44, pp. 793–800, July 2009.
- [50] R. A. Bryant, “Evaluating practical measurements of fire-induced vent flows with stereoscopic PIV,” *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 33, pp. 2481–2487, Jan. 2011.
- [51] R. A. Bryant, “The application of stereoscopic PIV to measure the flow of air into an enclosure containing a fire,” *Experiments in Fluids*, vol. 47, pp. 295–308, Aug. 2009.
- [52] K. A. Moinuddin, J. S. Al-Menhali, K. Prasannan, and I. R. Thomas, “Rise in structural steel temperatures during ISO 9705 room fires,” *Fire Safety Journal*, vol. 46, pp. 480–496, Nov. 2011.
- [53] A. Trouvé and Y. Wang, “Large eddy simulation of compartment fires,” *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, vol. 24, pp. 449–466, Dec. 2010.
- [54] Y. Wang, P. Chatterjee, and J. L. de Ris, “Large eddy simulation of fire plumes,” *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 33, pp. 2473–2480, Jan. 2011.
- [55] B. J. McCaffrey, “Purely buoyant diffusion flames :: some experimental results,” Tech. Rep. NBS IR 79-1910, National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD, 1979. Edition : 0.
- [56] G. Maragkos and B. Merci, “Large Eddy Simulations of CH₄ Fire Plumes,” *Flow, Turbulence and Combustion*, vol. 99, pp. 239–278, July 2017.
- [57] Y. Z. Li, C. Huang, J. Anderson, R. Svensson, B. Husted, H. Ingason, M. Runefors, and J. Wahlqvist, “Verification, validation and evaluation of FireFOAM as a tool for performance design,” *Lund University, Department of Fire Safety Engineering*, 2018.
- [58] S. Vilfayeau, J. White, P. Sunderland, A. Marshall, and A. Trouvé, “Large eddy simulation of flame extinction in a turbulent line fire exposed to air-nitrogen co-flow,” *Fire Safety Journal*, vol. 86, pp. 16–31, Nov. 2016.
- [59] F. Ren, L. Hu, X. Zhang, X. Sun, J. Zhang, and M. Delichatsios, “Experimental study of transitional behavior of fully developed under-ventilated compartment fire and associated facade flame height evolution,” *Combustion and Flame*, vol. 208, pp. 235–245, Oct. 2019.
- [60] A. Savitzky and M. J. E. Golay, “Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures.,” *Analytical Chemistry*, vol. 36, pp. 1627–1639, July 1964.

- [61] V. Babrauskas, "Estimating large pool fire burning rates," *Fire Technology*, vol. 19, pp. 251–261, Nov. 1983.
- [62] J. G. Quintiere, K. Steckler, and D. Corley, "An Assessment of Fire Induced Flows in Compartments," *Fire Science and Technology*, vol. 4, no. 1, pp. 1–14, 1984.
- [63] Y. Lee, M. Delichatsios, and G. Silcock, "Heat Flux Distribution And Flame Shapes On The Inert Facade," *Fire Safety Science*, vol. 9, pp. 193–204, 2008.
- [64] F. Tang, L. Hu, M. Delichatsios, K. Lu, and W. Zhu, "Experimental study on flame height and temperature profile of buoyant window spill plume from an under-ventilated compartment fire," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 93–101, Jan. 2012.
- [65] T. Beji, S. Ukleja, J. Zhang, and M. A. Delichatsios, "Fire behaviour and external flames in corridor and tunnel-like enclosures," *Fire and Materials*, vol. 36, pp. 636–647, Dec. 2012.
- [66] E. K. Asimakopoulou, "Geometrical characteristics of externally venting flames : Assessment of fire engineering design correlations using medium-scale compartment-faCade fire tests," *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, p. 11, 2016.
- [67] K. Lu, Z. Wang, Y. Ding, J. Wang, J. Zhang, M. A. Delichatsios, and L. Hu, "Flame behavior from an opening at different elevations on the facade wall of a fire compartment," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 38, no. 3, pp. 4551–4559, 2021.
- [68] K. Hiroshi and Y. Taro, "Air entrainment and thermal radiation from heptane pool fires," *Fire Technology*, vol. 24, pp. 33–47, Feb. 1988.
- [69] H. Koseki, "Combustion properties of large liquid pool fires," *Fire Technology*, vol. 25, pp. 241–255, Aug. 1989.
- [70] A. Hamins, M. Klassen, J. Gore, and T. Kashiwagi, "Estimate of flame radiance via a single location measurement in liquid pool fires," *Combustion and Flame*, vol. 86, pp. 223–228, Aug. 1991.
- [71] A. Hamins, S. J. Fischer, T. Kashiwagi, M. E. Klassen, and J. P. Gore, "Heat Feedback to the Fuel Surface in Pool Fires," *Combustion Science and Technology*, vol. 97, pp. 37–62, Apr. 1994. Publisher : Taylor & Francis.
- [72] A. T. Modak, "Thermal radiation from pool fires," *Combustion and Flame*, vol. 29, pp. 177–192, Jan. 1977.
- [73] E. Zukoski, "Fluid Dynamic Aspects Of Room Fires," *Fire Safety Science*, vol. 1, pp. 1–30, 1986.
- [74] B. McCaffrey and G. Heskestad, "A robust bidirectional low-velocity probe for flame and fire application," *Combustion and Flame*, vol. 26, pp. 125–127, Feb. 1976.
- [75] Y. He, C. Jamieson, A. Jeary, and J. Wang, "Effect of Computation Domain on Simulation of Small Compartment Fires," *Fire Safety Science*, vol. 9, pp. 1365–1376, 2008.
- [76] K. McGrattan, H. Baum, and R. Rehm, "Large eddy simulations of smoke movement," *Fire Safety Journal*, vol. 30, pp. 161–178, Mar. 1998.

- [77] B. Merci and K. Van Maele, “Numerical simulations of full-scale enclosure fires in a small compartment with natural roof ventilation,” *Fire Safety Journal*, vol. 43, pp. 495–511, Oct. 2008.
- [78] N. Cai and W. K. Chow, “Numerical Studies on Heat Release Rate in Room Fire on Liquid Fuel under Different Ventilation Factors,” *International Journal of Chemical Engineering*, vol. 2012, pp. 1–13, 2012.
- [79] N. Otsu, “A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms,” *IEEE Trans Syst Man Cybern. SMC- 9 (1979) 62–66*.
- [80] J. Kittler and J. Illingworth, “Minimum error thresholding,” *Pattern Recognition*, vol. 19, pp. 41–47, Jan. 1986.
- [81] J. Kapur, P. Sahoo, and A. Wong, “A new method for gray-level picture thresholding using the entropy of the histogram,” *Computer Vision, Graphics, and Image Processing*, vol. 29, pp. 273–285, Mar. 1985.
- [82] J. Munoz-Minjares, O. Vite-Chavez, J. Flores-Troncoso, and J. M. Cruz-Duarte, “Alternative Thresholding Technique for Image Segmentation Based on Cuckoo Search and Generalized Gaussians,” p. 19, 2021.

Annexes

Annexe A

Analyse de sensibilité

A.1 Effet de la méthode de seuillage sur la géométrie de la flamme

Dans la section 3.1.3 une méthode d'évaluation de la puissance libérée à l'extérieur du compartiment avait été introduite, cette méthode était basée sur une reconstruction 3D de la flamme, cette dernière a été faite sur la base de deux images perpendiculaires enregistrées pendant les expériences. Ces images ont été traitées pour obtenir le contour de la flamme, pour cela les images sont binarisées, ce procédé nécessite la définition d'un seuil de luminosité. La méthode d'Otsu [79] a été utilisée pour déterminer ce seuil de luminance au-delà duquel on considère que les pixels représentent la flamme. Cependant, il existe d'autres méthodes pour déterminer ce seuil. Dans cette partie on discutera de l'effet de la méthode de seuil utilisée sur la géométrie de la flamme. Pour la comparaison, outre la méthode Otsu, la méthode Kittler-Illingworth [80], connue également sous le nom « The minimum error method » et la méthode de l'entropie maximale [81] sont considérées, pour plus de détails concernant ces méthodes et leur fondement mathématique, le lecteur peut se référer à l'article présenté par Munoz et al [82].

La Figure A.1 illustre les différentes formes de flammes obtenues selon la méthode de seuillage. Tel qu'on peut le voir sur la Figure A.1a et Figure A.1b, la méthode d'Otsu et la méthode de l'entropie maximale donnent une estimation raisonnable du contour de la flamme, cependant, la méthode de Kittler-Illingworth surestime le contour de la flamme.

Pour voir l'étendue de l'effet de la méthode de seuillage sur la géométrie de la flamme, nous avons comparé la hauteur de la flamme externe pour une expérience avec un bac de 15 cm et une hauteur d'ouverture de 0.4 m. Cette comparaison confirme les observations précédentes, en effet la méthode d'otsu et la méthode de l'entropie maximale ont donné des résultats similaires, alors que la méthode de Kittler-Illingworth donne une évaluation supérieure la hauteur de la flamme, comme on peut le voir sur la Figure A.2.

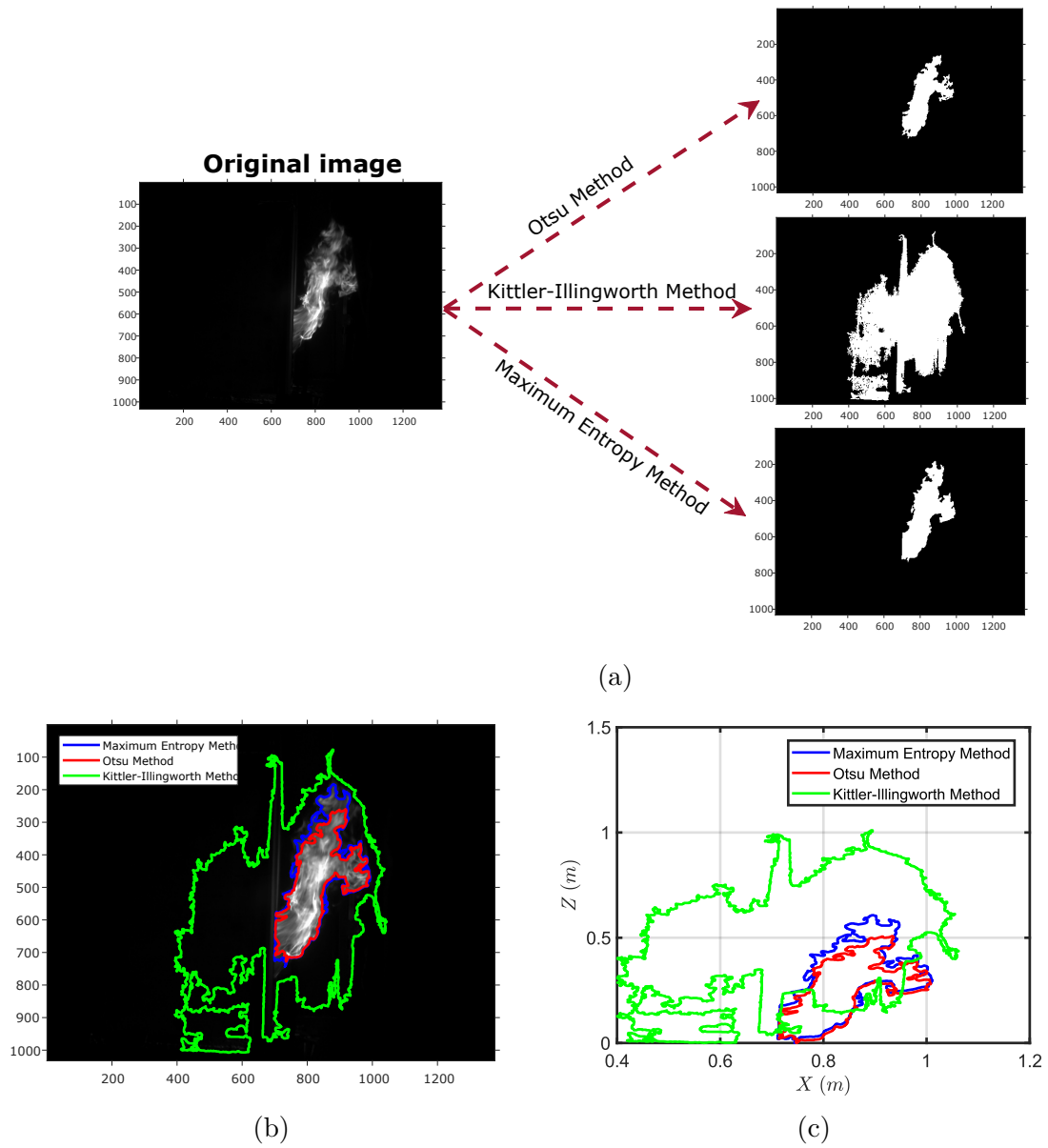


FIGURE A.1 – Exemple de résultats obtenus par les différentes méthodes de seuillage

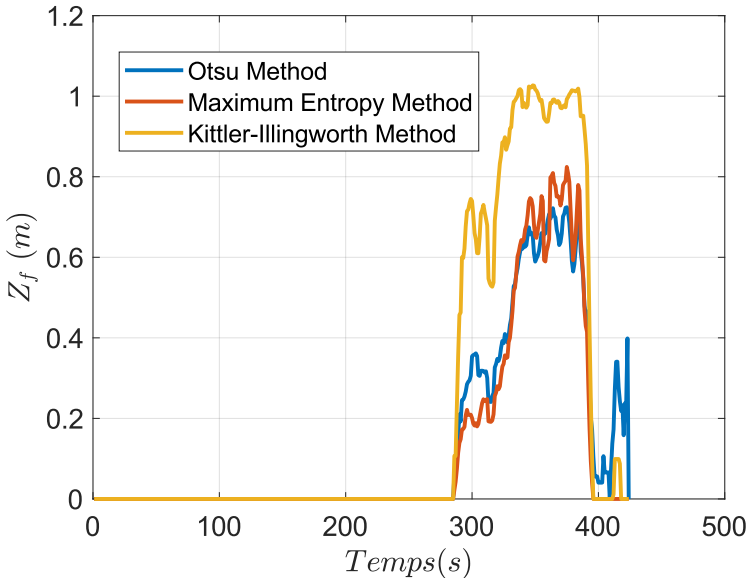


FIGURE A.2 – Évolution temporelle de la hauteur de la flamme suivant la méthode de seuillage.

A.2 Incertitudes de mesure

TABLE A.1 – Incertitudes relatives aux capteurs employés.

Grandeur	Capteur	Incertitude
Petite échelle		
Masse	Ohaus explorer EX2202	$\pm 0.01 \text{ g}$
Température	Thermocouples type K (0.5 mm)	$\pm \text{Max} [2.5 \text{ et } 0.43\% \times T] \text{ } ^\circ\text{C}$
Concentration de gaz	Testo 350 M/XL	$\pm 0.46\% \times Y$
Flux radiatif	Fluxmètres Captec	$\pm 12\%$
Échelle intermédiaire		
Débit de propane	Bronkhorst F-203AV	$\pm 0.3\% \times \dot{m}$
Température	Thermocouples type K (1 mm)	$\pm \text{Max} [2.5 \text{ et } 0.43\% \times T] \text{ } ^\circ\text{C}$
Concentration de gaz	GenTwo Multigas Analyzer	$\pm \text{Max} [1\% \text{ pleine chelle et } 0.01 \times Y_{O_2}]$
Flux radiatif	GARDON	$\pm 10\%$
Vitesse	Transmetteur de Pression	$\pm 0.14\% \times \Delta P$
	Coefficient déprimogène	$\pm 15\%$

Résumé

Ce travail a pour objectif d'étudier le développement des feux de compartiment. Des essais ont été réalisés à petite échelle en utilisant des bacs d'heptane comme foyer et à une échelle intermédiaire avec un brûleur alimenté au propane. En plus des deux régimes classiques (bien-ventilé et sous-ventilé), pendant les tests à échelle intermédiaire, un régime transitoire avec un comportement oscillatoire a été observé. Une méthode expérimentale a été mise au point pour mesurer la puissance libérée pendant la combustion à l'intérieur et à l'extérieur du compartiment. Cette méthode nous a permis de caractériser la transition entre les différents régimes de combustion.

Des simulations numériques ont également été réalisées à l'aide de FDS et FireFOAM. L'accord entre les simulations et les expériences varie en fonction du régime de combustion considéré. Pour le régime bien ventilé, les résultats numériques montrent un bon accord avec les expériences. Pour un régime modérément sous-ventilé, les simulations FDS sont en accord satisfaisant avec les expériences, alors que, FireFOAM a montré une surestimation des différentes variables. Cela s'explique par des différences dans le modèle d'extinction en particulier. Pour un régime sévèrement sous-ventilé, les résultats numériques ont montré un comportement différent de ce qui a été observé expérimentalement.

Mots-clés : Feux de compartiment, régimes de combustion, étude expérimentale, simulation numérique, FDS, FireFOAM.

Abstract

The aim of this work is to study the development of compartment fires. Tests were conducted on a small scale using a heptane pool as the fire source. A second set of experiments was conducted at an intermediate scale using a propane-fueled burner. In addition to the two classical regimes (well-ventilated and under-ventilated), during the intermediate scale tests, a transient regime with oscillatory behavior was observed. An experimental method was developed to measure the heat release rate inside and outside the compartment during an under-ventilated fire. This allowed us to characterize the transition between the different combustion regimes.

Numerical simulations were also performed using FDS and FireFOAM. The agreement between simulations and experiments varies, depending on the combustion regime. Indeed, it was found that for the well-ventilated regime, the numerical results show a good agreement with the experiments. For a moderately under-ventilated regime, the FDS simulations are in good agreement with the experiments, while, FireFOAM simulations showed an overestimation of the different variables. Differences in the extinction model may explain this observation. For a severely under-ventilated regime, the numerical results showed a different behavior from what was observed experimentally.

Keywords : Compartment fires, combustion regimes, experimental study, numerical simulation, FDS, FireFOAM.