



HAL
open science

Étude des interactions entre un feu de nappe en milieu confiné mécaniquement ventilé et un système d'aspersion par brouillard d'eau

Lahna Acherar

► To cite this version:

Lahna Acherar. Étude des interactions entre un feu de nappe en milieu confiné mécaniquement ventilé et un système d'aspersion par brouillard d'eau. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2022. Français. NNT : 2022ESMA0025 . tel-03978985

HAL Id: tel-03978985

<https://theses.hal.science/tel-03978985v1>

Submitted on 8 Feb 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.

THÈSE

Pour l'obtention du Grade de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE

(Diplôme National - Arrêté du 25 mai 2016)

École doctorale :

Sciences et Ingénierie des Matériaux, Mécanique, Energétique

Secteur de Recherche : Énergétique, Thermique, Combustion

Présentée par

LAHNA ACHERAR

ÉTUDE DES INTERACTIONS ENTRE UN FEU DE NAPPE EN MILIEU CONFINÉ MÉCANIQUEMENT VENTILÉ ET UN SYSTÈME D'ASPERSION PAR BROUILLARD D'EAU

Directeur de thèse : J.-P. GARO et H.-Y. WANG

Co-encadrant : B. COUDOUR

Thèse soutenue le 15 décembre 2022

devant la Commission d'Examen

Jury

M. D. MORVAN	Professeur, Université d'Aix-Marseille	Président
M. K. CHETEHOUNA	Professeur, INSA Centre Val de Loire, Bourges	Rapporteur
M. H. PRETREL	Ingénieur de Recherche (HDR), IRSN	Rapporteur
M. B. COUDOUR	Maître de Conférences, Université de Poitiers	Examinateur
M. J.-P. GARO	Professeur, Université de Poitiers	Examinateur
Mme. V. TIHAY FELLICELLI	Maître de Conférences (HDR), Université de Corse	Examinatrice
M. H.-Y. WANG	Directeur de Recherche CNRS, Institut P'	Examinateur

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier tous les membres du jury d'avoir accepté de juger mes travaux en présidant ma soutenance. Ils ont pu apporter leurs analyses scientifiques respectives dans la problématique du phénomène complexe de l'interaction entre un feu de nappe en milieu confiné et un brouillard d'eau.

Les travaux présentés dans ce manuscrit de thèse se sont déroulés au sein de l'Institut PPRIME dans le département FTC (Fluide Thermique et Combustion). Pour cela, je remercie l'Institut PPRIME de m'avoir accueilli dans ses locaux pour me permettre d'effectuer mes travaux de thèse.

Ma gratitude s'adresse tout d'abord à mes encadrants, Messieurs Jean-Pierre Garo, Hui Yin WANG et Bruno COUDOUR. Je tiens à les remercier chaleureusement pour avoir dirigé ce travail et m'avoir permis de le réaliser dans de bonnes conditions. Leur disponibilité, leur expérience ainsi que leur gentillesse ont rendu mes travaux agréables et enrichissants.

Je remercie ma famille qui a toujours été présente pour me soutenir et m'encourager pendant toutes ces années d'études. Mes parents, Hamid et Farida, mes sœurs et mon frère.

Enfin, je dédie cette thèse à mes deux grands amours, mon mari, Louis et ma fille Louiza.

Table des matières

Remerciements	iii
Introduction	1
1 État de l'art sur les incendies	5
1.1 Phénomènes du feu	5
1.1.1 Les différents types de feu	5
1.1.2 Types de flamme	6
1.1.2.1 Flamme de pré-mélange	7
1.1.2.2 Flamme de diffusion	7
1.1.3 Mécanismes de combustion d'un feu de nappe	8
1.1.4 Différents régimes de combustion	10
1.2 Évolution d'un feu en milieu confiné-ventilé	11
1.2.1 Effet de confinement	12
1.3 Aspersions par brouillard d'eau	13
1.3.1 Technologie pour générer un brouillard d'eau	14
1.3.2 Mécanismes d'extinction et action sur le feu	15
1.3.3 Propriétés du brouillard d'eau	19
1.3.3.1 Distribution de la taille des gouttelettes	19
1.3.3.2 Quantité d'eau utilisée	20
1.3.3.3 Quantité de mouvement du spray	21
1.4 Résumé de l'état des connaissances sur l'usage de brouillard d'eau	21
1.5 Conclusion	25
2 Présentation des dispositifs expérimentaux étudiés	27
2.1 Dispositif pour l'étude de l'interaction entre un feu de nappe et un brouillard d'eau en milieu ouvert	27
2.2 Réduction d'échelle	30
2.3 Dispositifs expérimentaux CERES I et CERES II	32
2.3.1 Système de ventilation	33
2.3.2 Instrumentation des dispositifs	34
2.3.3 Détermination des flux thermiques à la surface du combustible	41
2.4 Conclusion	46

3	Modélisation numérique de l'écoulement réactif	47
3.1	Introduction	47
3.2	Description de l'outil numérique (FDS)	48
3.2.1	Équations de bilans instantanées	49
3.3	Modèles des écoulements turbulents	51
3.4	Modélisation de la combustion	52
3.4.1	Approche de type Arrhenius	52
3.5	Modélisation de l'aspersion	54
3.5.1	Modèle d'extinction du feu en milieu gazeux due au manque d'oxygène	57
3.6	Modélisation du rayonnement	58
3.7	Modèle de la formation de suies	59
3.8	Pyrolyse d'un combustible condensé	62
3.9	Système de ventilation : HVAC	63
3.9.1	Modélisation de réseaux de ventilation	64
3.9.2	Modélisation des fuites	67
3.10	Conclusion	67
4	Évaluation des modèles numériques de suie	69
4.1	Configuration 1 : Feu de nappe de méthane et éthylène	71
4.1.1	Feu de méthane	71
4.1.2	Feu d'éthylène	73
4.2	Configuration 2 : Feu de nappe d'heptane 30 cm	75
4.3	Configuration 3 : Feu de nappe d'heptane 23 cm	82
4.4	Configuration 4 : Feu de nappe d'heptane avec brouillard d'eau	86
4.4.1	Modélisation de l'aspersion par brouillard d'eau	86
4.4.2	Évaluation du modèle LSP de suie	88
4.5	Conclusion	91
5	Étude des flux thermiques dans un milieu confiné mécaniquement ventilé	93
5.1	Introduction	93
5.2	Étude préliminaire pour l'identification des fuites dans le caisson	95
5.2.1	Détermination de la richesse	98
5.3	Sensibilité au maillage	99
5.4	Impact du confinement sur la dynamique du feu dans un milieu confiné	102
5.4.1	La concentration en oxygène et la puissance de feu	102
5.4.2	Champs de pression et de vitesse	110
5.4.3	Champs thermiques et flux de chaleur	113
5.4.4	Conclusion	122
6	Étude de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en milieu confiné mécaniquement ventilé	125
6.1	Détermination de la puissance du feu	125

6.2	Détermination des conditions d'essais	127
6.2.1	Reproductibilité des essais	130
6.3	Discussions des résultats expérimentaux	133
6.3.1	Puissance du feu	133
6.3.1.1	Concentration en espèces	136
6.3.1.2	Champs de températures	139
6.3.1.3	Flux thermiques	146
6.4	Évaluation du code FDS pour l'étude de l'incendie avec aspersion par brouillard d'eau	149
6.4.1	Puissance du feu	150
6.4.2	Concentration en oxygène	151
6.4.3	Champs de vitesse et de pression	152
6.4.4	Champs thermiques et flux de chaleur dans le caisson	153
6.5	Conclusion	158
	Conclusions et perspectives	161
	Bibliographie	167

Table des figures

1.1	Phénomènes physiques dans la combustion.	5
1.2	Triangle du feu.	6
1.3	Représentation schématique d'une flamme laminaire pré-mélangée 1D librement propagatrice (BORGHI et CHAMPION, 2000).	7
1.4	Structure d'une flamme laminaire de diffusion.	8
1.5	Schéma de la combustion lors d'un feu de nappe.	8
1.6	Représentation des trois zones d'un feu de nappe bien développé (BOUHAFID et al., 1989).	9
1.7	Évolution du taux de combustion et longueurs de flamme des hydrocarbures (BLINOV, 1957).	10
1.8	Développement d'un incendie en milieu confiné (WALTON et al., 2016).	11
1.9	Effet du confinement sur le retour radiatif des parois et des fumées.	13
1.10	Différents types d'injecteurs : (a) atomiseur à pression (hydraulique), (b) atomiseur rotatif (mécanique) et (c) atomiseur bi-fluide (pneumatique) (LEFEBVRE, 1989).	14
1.11	Énergie thermique pour la chauffe d'un litre d'eau jusqu'à la surchauffe de la vapeur d'eau (GRANT et al., 2000).	16
1.12	Distribution de la taille des gouttelettes (ARVIDSSON, 2020).	20
2.1	Schéma du dispositif expérimental d'un feu de nappe sous hotte avec le système d'aspersion.	28
2.2	Schéma des points de mesures granulométriques (RICHARD, 2001).	29
2.3	Photographie de l'installation expérimentale CERES I (LASSUS, 2009).	32
2.4	Photographie de l'installation expérimentale CERES II.	33
2.5	Mesure de la vitesse de combustion avec son système de refroidissement dans le caisson de 1 m ³ (CERES II).	35
2.6	Schéma des vues de profil et de dessus du caisson avec la position des thermocouples au sein du dispositif expérimental (CERES II).	36
2.7	Photographies des armoires d'analyses des concentrations des gaz et de la station d'acquisition Keithley 2700/E.	38
2.8	Schéma de l'instrumentation des installations CERES I (A) et CERES II (B) avec les réseaux de ventilation.	40
2.9	Schéma de la cuve avec les fluxmètres (NASR, 2011).	41
2.10	Schéma des flux radiatifs à la surface de combustible.	42
2.11	Schéma des flux radiatifs à l'intérieur du local confiné.	43

3.1	Schéma de la modélisation du réseau de ventilation.	65
3.2	Courbes caractéristiques du ventilateur utilisé dans le dispositif expérimental.	66
4.1	Domaine de calcul.	70
4.2	Champ de température moyenne pour une flamme de méthane prédite par le code FDS.	71
4.3	Champ de fraction massique moyenne de suie pour une flamme de méthane prédite par le code FDS.	72
4.4	Comparaison des profils radiaux de la fraction volumique de suie prédite et expérimentale à différentes hauteurs au-dessus du brûleur pour un feu de méthane.	72
4.5	Champs de température moyenne pour une flamme d'éthylène pour différents modèles par le code FDS.	73
4.6	Champs de fraction massique moyenne de suie pour une flamme d'éthylène pour différents modèles par le code FDS.	74
4.7	Comparaison de la fraction volumique de suie prédite et expérimentale à différentes hauteurs au-dessus du brûleur pour un feu d'éthylène.	75
4.8	Comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la puissance et le MLR d'un feu d'heptane de 30cm.	76
4.9	Champs des températures instantanées à 29s de calcul pour la flamme d'heptane de 30cm pour différents modèles par FDS.	77
4.10	Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane de 30cm pour différents modèles par FDS.	77
4.11	Champs des fractions volumiques moyennes de suie pour la flamme d'heptane de 30cm.	78
4.12	Distributions radiales de la fraction volumique de suie sur différentes hauteurs h/D pour le feu d'heptane de 30cm. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS en utilisant la moyenne (gauche) et RMS (à droite).	79
4.13	Distributions radiales de température sur différentes hauteurs h/D pour le feu d'heptane 30cm. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS en utilisant la moyenne (gauche) et RMS (à droite).	81
4.14	Comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la puissance et le MLR d'un feu d'heptane de 23cm.	82
4.15	Champ des températures moyennes expérimentales pour la flamme d'heptane 23cm.	83
4.16	Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane 30cm pour différents modèles de FDS.	83
4.17	Profils de température moyenne en fonction de la hauteur Z pour différentes distances radiales du centre de la cuve. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS.	84

4.18	Champs des fractions volumiques moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm.	85
4.19	Flux de chaleur radiatif mesuré et calculé à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale.	85
4.20	Comparaison entre la prédiction (FDS) et la mesure expérimentale du diamètre de Sauter suivant l'axe radial de deux demi-plans.	87
4.21	Comparaison entre la prédiction (FDS) et la mesure expérimentale de la vitesse des gouttelettes suivant l'axe de deux demi-plans.	88
4.22	Champ des températures moyennes expérimentales pour la flamme d'heptane de 23cm avec FDS.	88
4.23	Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm avec brouillard d'eau.	89
4.24	Champs des fractions volumiques moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm avec brouillard d'eau.	89
4.25	Profils de température moyenne en fonction de la hauteur avec brouillard d'eau.	90
4.26	Flux de chaleur radiatif mesuré et calculé à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale avec brouillard d'eau.	91
5.1	Domaine de calcul.	94
5.2	Vitesses d'écoulement à froid de l'aire de fuite dans la Zone 1.	96
5.3	Comparaison entre l'expérience et la prédiction pour différentes répartitions des fuites entre les deux zones de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour le feu d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$ en admission haute.	97
5.4	Comparaison entre l'expérience et le numérique de la résolution du maillage pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à $Rh = 1$ en admission haute avec deux tailles de maille de $M1 = 5cm$ et $M2 = 2,5cm$	101
5.5	Comparaison entre l'expérience et le numérique de la résolution du maillage pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à $Rh = 1$ en admission haute avec deux tailles de maille de $M1 = 5cm$ et $M2 = 2,5cm$	101
5.6	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$	103
5.7	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 26cm à $Rh = 1$	103
5.8	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 26cm à $Rh = 4$	103
5.9	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 30cm à $Rh = 1$	104
5.10	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 30cm à $Rh = 4$	104
5.11	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$	105

5.12	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 26cm à $Rh = 1$	105
5.13	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 26cm à $Rh = 4$	106
5.14	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 30cm pour $1 \leq Rh \leq 4$ en admission basse.	107
5.15	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 30cm pour $1 \leq Rh \leq 4$ en admission haute.	108
5.16	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la pression dans le local pour une cuve de 30cm à $Rh = 1$	110
5.17	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la pression dans le local pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$	111
5.18	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour une cuve de 30cm à $Rh = 1$	112
5.19	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$	112
5.20	Lignes de courants instantanées à l'intérieur du compartiment pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$ avec une vitesse maximale de 4,5m/s à $t = 250s$	113
5.21	Influence de la position de l'entrée d'air de l'évolution de la température de la phase gazeuse le long de l'arbre TC pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	114
5.22	Influence de la position de l'entrée d'air de l'évolution de la température de la phase gazeuse le long de l'arbre TD pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	114
5.23	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température dans la phase gazeuse à l'entrée du conduit d'extraction pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	115
5.24	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température à la surface de la paroi à une hauteur de $h = 48cm$ pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	116
5.25	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	117
5.26	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 23cm à $Rh = 2,6$	118
5.27	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 26cm à $Rh = 4$	118
5.28	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur sur la surface du mur en face de la porte à une hauteur de $h = 48cm$ pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	119

5.29	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif externe pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	120
5.30	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif externe pour un diamètre de cuve de 26cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$	120
6.1	Évolution de la concentration en oxygène mesurée dans le conduit d'extraction et la puissance du feu (HRR) déterminée avec la consommation en oxygène et la perte de masse pour $Rh = 4,2$	127
6.2	Résultats d'essais préliminaires : évolution temporelle de la puissance du feu avec et sans brouillard d'eau.	128
6.3	Images de la flamme d'heptane soumise au brouillard d'eau à différents instants à $Rh = 7$	129
6.4	Résultats des essais préliminaires : évolution temporelle de la concentration d'oxygène au niveau de l'extraction pour $Rh = 4,2; 7$ et $9,8$	129
6.5	Reproductibilité sur l'évolution de la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction des essais 3 et 4 avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$	131
6.6	Reproductibilité sur l'évolution de la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$	131
6.7	Reproductibilité de l'évolution du débit d'air frais au niveau de la gaine d'admission avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$	132
6.8	Reproductibilité de l'évolution du flux reçu au niveau du mur (côté extraction) avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$	132
6.9	Reproductibilité de l'évolution de la température au niveau de la gaine d'extraction avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$	133
6.10	Évolution temporelle de la puissance du feu calculée avec la consommation en oxygène et perte de masse pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et essai avec porte ouverte avec et sans brouillard d'eau.	134
6.11	Images de la flamme d'heptane soumise au brouillard d'eau à différents instants pour le cas avec porte ouverte.	135
6.12	Images de la flamme d'heptane soumise au brouillard d'eau à différents instants pour $Rh = 58$	136
6.13	Évolution temporelle de la fraction molaire de O_2 et de CO_2 à 15cm du bord du foyer d'heptane pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	137
6.14	Évolution temporelle de la fraction molaire au niveau du conduit d'extraction pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	138
6.15	Evolution temporelle de la fraction molaire du monoxyde de carbone pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	139
6.16	Évolution temporelle de la température sur l'arbre central TC pour chaque essai de feu avec aspersion de brouillard d'eau.	141

6.17	Evolution temporelle de la température au niveau du conduit d'extraction pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	143
6.18	Evolution temporelle de la température au niveau du mur pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	144
6.19	Profils verticaux de température pour trois instants sur les trois arbres de thermocouples TC, TG et TD pour chaque essai de feu avec aspersion de brouillard d'eau.	145
6.20	Evolution temporelle du flux radiatif reçu au niveau des parois du caisson à des hauteurs Z1 et Z2 pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	147
6.21	Evolution temporelle du flux radiatif des essais pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.	148
6.22	Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance du feu pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	150
6.23	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche du foyer pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	151
6.24	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène dans le conduit d'extraction pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	152
6.25	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la pression dans le local pour les cas $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	152
6.26	Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour les cas $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	153
6.27	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température au niveau du conduit d'extraction pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	154
6.28	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température au niveau de la surface de mur pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	155
6.29	Comparaison entre l'expérience et la prédiction des profils verticaux de température sur les trois arbres de thermocouples TC, TG et TD pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	156
6.30	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface du mur à une hauteur de $25cm$ pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	157
6.31	Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface du combustible pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$	158

Liste des tableaux

1.1	Propriétés physique de l'eau.	15
2.1	Valeurs de différentes grandeurs moyennées sur la section 70 cm de spray (RICHARD, 2001).	29
2.2	Nombres adimensionnels.	30
2.3	Propriétés de l'installation de référence.	31
2.4	Rapport de similitude entre l'installation réelle et les maquettes.	31
2.5	Caractéristiques des caissons.	33
2.6	Propriétés physiques des matériaux utilisés dans le caisson.	33
2.7	Caractéristiques du système de ventilation pour chaque caisson.	34
2.8	Propriétés physiques de l'heptane.	34
3.1	Les caractéristiques LSP et A_f de quelques combustibles (HUNT, 1953).	62
4.1	Configurations étudiées.	70
5.1	Tableau des valeurs des débits et des aires totales des fuites dans l'installation pour des feux d'heptane.	95
5.2	Différents cas de répartition des fuites dans les deux zones.	97
5.3	Temps de calcul pour les deux tailles de mailles.	100
5.4	Caractéristiques des résultats expérimentaux et des simulations des cas étudiés (ACHERAR et al., 2020).	110
6.1	Tableau des essais préliminaires.	128
6.2	Récapitulatif des essais.	130
6.3	Puissance du feu avant et après l'activation du brouillard.	136

Nomenclature

A_{fuites}	Surface totale des fuites	$[m^2]$
A_p	Surface des gouttelettes d'eau	$[m^2]$
A	Aire de la surface du combustible	$[m^2]$
C_p	Capacité calorifique massique	$[J/kg/K]$
C_r	Rendement du combustion	
C	Coefficient d'atténuation	
CMO	Concentration Minimale d'Oxygène	$[\% \text{ vol}]$
CVC	Chauffage, Ventilation et Climatisation	
D	Diamètre de la surface du foyer	
D_a	Nombre de Damkohler	$[m]$
D_{32}	Diamètre de Sauter	$[m]$
E_{O_2}	Chaleur de combustion dégagée par kilogramme d' O_2 consommé	$[J/kg]$
F_r	Nombre de Froude	
f_v	Fraction volumique des particules de suie	
F_{ij}	Facteurs de forme liés à la configuration gaz-surface et mur-surface	
g	Accélération gravitationnelle	$[m/s^2]$
G_r	Nombre de Grashof	
ΔH_v	Chaleur latente de vaporisation du combustible	$[J/kg]$
h	Enthalpie massique	$[J/kg]$
K	Coefficient de pertes de charges singulières	
\dot{m}_{∞}''	Débit massique surfacique pour une nappe de taille infinie	$[kg/m^2/s]$
\dot{m}_f''	Débit massique surfacique du combustible	$[kg/m^2/s]$
\dot{m}_{air}	Débit massique d'aire	$[kg/s]$
\dot{m}_{O_2}	Débit massique d'oxygène	$[kg/s]$
L_v	Chaleur de gazéification du combustible	$[J/kg]$
M_a	Débit molaire de l'air	$[kg/mol]$
M_{O_2}	Masse molaire de l'oxygène (28 g/Mol)	$[kg/mol]$
N_u	Nombre de Nusselt	
P_r	Nombre de Prandtl	
P	pression	$[Pa]$
Δp	Différence de pression entre les nœuds	$[Pa]$
\dot{Q} ou HRR	Débit calorifique	$[kW]$
\dot{Q}_{O_2}	Débit calorifique déterminée par la consommation en oxygène	$[kW]$
$\dot{Q}_{\dot{m}_f}$	Débit calorifique déterminée la perte de masse	$[kW]$
\dot{q}''_{mesure}	Flux thermique radiatif moyenne reçu à la surface de combustible	$[kW/m^2]$

\dot{q}''_{total}	Flux thermique total reçu par la surface à la surface du combustible	$[kW/m^2]$
$\dot{q}''_{e,r}$	Flux thermique radiatif externe	$[kW/m^2]$
$\dot{q}''_{f,c}$	Flux thermique convectif issu de la flamme	$[kW/m^2]$
$\dot{q}''_{f,r}$	Flux thermique radiatif issu de la flamme	$[kW/m^2]$
$\dot{q}''_{s,r}$	Flux thermique radiatif à la surface du combustible	$[kW/m^2]$
\dot{q}''_g	Flux thermique radiatif transmis par les gaz chauds	$[kW/m^2]$
\dot{q}''_p	Flux thermique radiatif provenant des murs du local	$[kW/m^2]$
R_i	Nombre de Richardson	
R_e	Nombre de Reynolds	
r	Rapport stœchiométrique entre les masses d'oxygène et de combustible	
T_g	Température des gaz	$[K]$
T_p	Température des parois	$[K]$
u	Vitesse des gaz	$[m/s]$
Zu	Nombre de Zukoski	
N_u	Nombre de Nusselt	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$[W/m^2/K^4]$
μ	Coefficient d'absorption	$[m^{-1}]$
ϵ	Emissivité	
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
ϕ	Rapport Equivalent Global (REG) ou encore Richesse Globale	
\mathcal{R}	Constante molaire des gaz parfaits	$[J/mol/K]$
\dot{V}_{max}	Débit maximal du ventilateur	$[m^3/h]$
\dot{V}_{fan}	Débit en suivant le modèle quadratique du ventilateur	$[m^3/h]$
$X_{H_2O}^a$	Fraction molaire de vapeur d'eau dans l'air ambiant	
$X_{CO_2}^a$	Fraction molaire de dioxyde de carbone dans l'air ambiant	
$X_{O_2}^{Aa}$	Fraction molaire d'oxygène dans l'air ambiant	
$X_{O_2}^{Ae}$	Fraction molaire d'oxygène dans le conduit d'extraction	

Introduction

La domestication du feu est une étape anthropologique fondamentale dans l'histoire de l'évolution de l'être humain. En effet, le feu a permis aux premiers hommes de cuire la nourriture, de se réchauffer, de se protéger des prédateurs et a ainsi amélioré considérablement leur vie. Néanmoins, le feu peut devenir très dangereux s'il n'est pas contrôlé, avec un risque de pertes humaines et de dégâts matériels. Aujourd'hui dans nos sociétés modernes, ce risque a augmenté drastiquement du fait de la concentration démographique dans les grandes métropoles, du nombre de structures comme les installations industrielles, les entrepôts ou encore les bâtiments administratifs. Ces structures sont généralement confinées et accroissent l'apparition de certains phénomènes dangereux et incontrôlables comme le backdraft et le flashover. Il est aussi possible d'observer l'accumulation de produits de combustion contenant entre autres des gaz imbrûlés toxiques et de la suie qui peuvent s'échapper par les conduits de ventilation et atteindre d'autres locaux.

L'incendie est un processus qui se traduit par l'oxydation rapide d'un élément combustible. Cette oxydation est une réaction chimique exothermique qui dégage de la chaleur et de la lumière et divers produits chimiques. La schématisation la plus répandue de la combustion est le triangle du feu qui est une représentation graphique des éléments de base de la combustion. Ces éléments sont le combustible, l'oxygène et la chaleur. Un feu ne se déclenche que si ces trois éléments sont présents et en bonne proportion. Il est également possible d'arrêter le feu ou l'incendie par rupture de l'équilibre entre les trois éléments en retirant le combustible, en coupant l'approvisionnement en oxygène ou en réduisant voire supprimant la source de chaleur. C'est la théorie de base de l'extinction de l'incendie.

Dans les années 1950, la lutte contre les incendies devient une discipline scientifique et d'ingénierie à part. Cette discipline englobe l'étude de la prévention, de l'extinction et l'investigation des incendies. La prévention comprend la conception des systèmes d'alarme, la mise en place de systèmes d'extinction des incendies, le développement des matériaux ignifugés, etc. L'extinction consiste en l'emploi de stratégies physiques et chimiques pour éteindre le feu. Enfin, l'investigation est généralement menée post-incendie pour analyser et apporter des réponses fiables en vue d'une meilleure protection contre les incendies. L'utilisation de l'eau pour l'extinction des incendies est la méthode la plus répandue car l'eau est un fluide non polluant pour l'environnement et possède une capacité d'absorption de la chaleur très élevée. Les systèmes modernes d'extinction des

incendies dans les habitations et installations industrielles comprennent principalement l'installation de détecteurs de chaleur et de fumée, des systèmes d'alarme et des buses d'extinction automatique. Il existe trois systèmes d'extinction automatique pour lutter contre l'incendie en utilisant de l'eau : les sprinklers, les mousses anti-incendie et la pulvérisation par brouillard d'eau. Par rapport aux deux autres techniques, la pulvérisation par brouillard d'eau présente certains avantages : une faible consommation d'eau, peu de dommages dans les locaux protégés et en fonction du type de feu une extinction rapide de l'incendie grâce à la vaporisation des gouttelettes d'eau du brouillard.

De nombreux travaux de recherche sur l'extinction des incendies à l'aide de la pulvérisation par brouillard d'eau ont permis d'identifier les mécanismes d'action des brouillards d'eau en termes de refroidissement et dilution dans la flamme du fait de la vaporisation et de l'atténuation des flux de chaleur rayonnés. La compréhension du couplage de ces mécanismes dans le cas d'incendies en milieu confiné demeure encore relativement mal connue. L'objectif de ces travaux est de contribuer à la compréhension de ces mécanismes via l'étude de l'interaction entre un feu et une pulvérisation par brouillard d'eau dans un milieu confiné et ventilé par des approches numériques et expérimentales. Cette thèse s'inscrit dans la continuité des précédents travaux menés au sein de notre équipe de recherche effectués sur l'extinction par brouillard d'eau d'un feu en milieu ouvert et sur l'évolution de feux en milieu confiné sous-ventilé (Caractérisation des feux et des fumées, Institut PPRIME).

Ce manuscrit se compose de six chapitres : le [Chapitre 1](#) fait un état de l'art sur les connaissances fondamentales des incendies en détaillant le comportement d'un feu en milieu confiné ventilé pour ensuite présenter le mécanisme d'extinction par brouillard d'eau suivi d'une synthèse bibliographique relative à l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en milieu confiné.

Le [Chapitre 2](#) est consacré à la description de l'ensemble des caractéristiques des installations expérimentales, leurs instrumentations et aux moyens de mesure utilisés dans ce travail. Il présente également les caractéristiques des réseaux de ventilation mis en place et les différents dispositifs qui ont contribué à l'ensemble des mesures faites pendant les essais expérimentaux. Enfin, la méthode utilisée pour déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface du combustible liquide est détaillée.

Le [Chapitre 3](#) est consacré à la présentation du code de calcul FDS utilisé durant cette thèse afin de modéliser numériquement les configurations étudiées. Nous aborderons aussi dans ce chapitre, la description des modèles numériques permettant de modéliser les phénomènes physiques fondamentaux couplés d'un feu tels que la combustion de gaz, la pyrolyse, les transferts de chaleur, la production de suie, l'aspersion et l'extinction. Les modèles numériques de suie et de rayonnement décrits dans ce chapitre sont évalués

sur des feux en milieu ouvert dans le [Chapitre 4](#). On y décrit l'implémentation d'un modèle global semi-empirique de suie dans le logiciel Fire Dynamics Simulator (FDS) qui reprend le principe classique de la longueur du point des fumées (Laminar Smoke Point) pour la production de suie. Des configurations simples de la littérature comme des feux de nappes en milieu ouvert avec et sans brouillard d'eau sont présentées.

Le [Chapitre 5](#) présente les résultats de comparaisons entre les données expérimentales de NASR (2011) et les simulations numériques d'un feu de nappe en milieu confiné et mécaniquement ventilé. On s'intéresse particulièrement à l'influence de la position de l'entrée d'air sur le régime d'un feu d'heptane avec différents diamètres de cuve et différents renouvellements horaires.

Enfin, le [Chapitre 6](#) présente les essais expérimentaux qui ont été effectués dans le cadre de cette thèse au sein d'un compartiment fermé mécaniquement ventilé d'un volume de 1m^3 nommé CERES II. On étudie l'influence de l'application d'un brouillard d'eau sur un feu en milieu confiné et ventilé. La méthode de détermination de la puissance du feu est abordée. Ensuite, on détaille les conditions d'essais et leur reproductibilité. Pour finir, les résultats sont discutés et comparés aux résultats de la prédiction numérique du code FDS.

Une conclusion générale clôture ce manuscrit afin d'établir un bilan sur l'ensemble des résultats obtenus au cours de ces travaux. Enfin, des perspectives sont proposées pour les futurs travaux liés à la problématique de sécurité incendie en milieu confiné.

Chapitre 1

État de l'art sur les incendies

1.1 Phénomènes du feu

1.1.1 Les différents types de feu

Le feu est un phénomène d'oxydation rapide d'un matériau dans un processus de réaction chimique exothermique libérant de la chaleur. Ce phénomène est appelé combustion. C'est grâce à elle, en majeure partie, que l'activité humaine a pu se développer et a utilisé les premières technologies. Dans l'antiquité et jusqu'au moyen âge, le feu était même considéré comme l'un des quatre éléments de base dans l'univers.

La combustion est un phénomène très complexe et sa maîtrise parfaite fait encore défaut. Ces difficultés de compréhension viennent du fait que plusieurs phénomènes physique et chimique interviennent conjointement, et de façon couplée (BORGHI et CHAMPION, 2000).

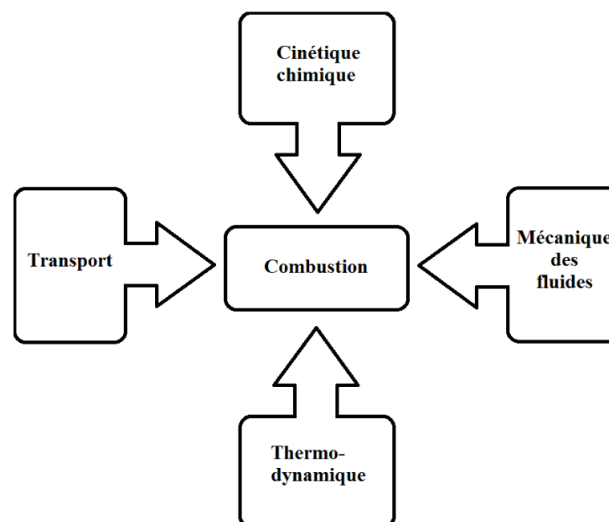


FIGURE 1.1 – Phénomènes physiques dans la combustion.

Par définition, la combustion est une réaction chimique d'oxydation rapide exothermique d'un combustible (aussi appelé fuel) par un comburant en présence d'une énergie d'activation, suivie généralement d'une libération de chaleur (énergie), de lumière et divers produits de combustions (fumées, CO_2 , H_2O).

Toute matière qui dégage de la chaleur ou énergie lorsqu'elle brûle est un combustible, notamment la plupart des matériaux d'origine organique comme les combustibles fossiles (charbon, pétrole, gaz naturel) et la biomasse (végétaux ...). Ils sont classés suivant la phase dans laquelle ils se trouvent lors de la combustion (solide, liquide, gaz), mais la combustion a lieu seulement lorsque le combustible est sous forme gazeuse passant par l'étape de vaporisation et de pyrolyse.

Le comburant (oxydant) est une substance chimique qui, associée au combustible, permet dans des conditions favorables sa combustion. Les comburants les plus fréquents sont l'air (composé d'azote, d'oxygène, d'argon, de vapeur d'eau et de dioxyde de carbone). Pour schématiser le processus de combustion, on fait appel au triangle du feu (cf. Figure 1.2) qui montre la nécessité des trois éléments (combustible, comburant et une source d'énergie). Pendant la réaction chimique, la chaleur rompt les liaisons chimiques des molécules, dégageant ainsi des radicaux libres instables. Ces radicaux libres vont chercher à se stabiliser avec une autre molécule environnante, ce qui forme une réaction en chaîne qui rompt d'autres liaisons moléculaires et entretient ainsi la combustion. La combustion s'arrête lorsqu'un des trois constituants du triangle du feu manque. Quand le processus de combustion n'est plus contrôlable par l'homme, on parle d'un feu ou d'un incendie.

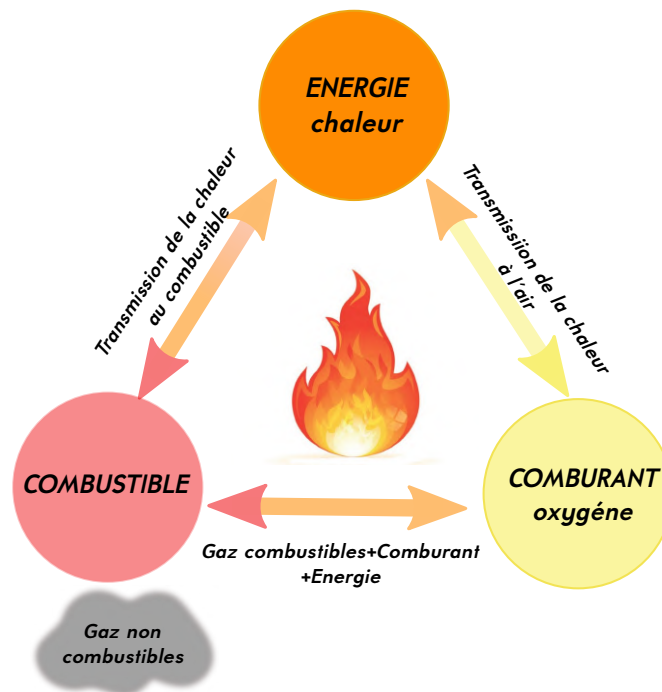


FIGURE 1.2 – Triangle du feu.

1.1.2 Types de flamme

La manifestation lumineuse très vive avec une production de chaleur via une réaction de combustion est appelée flamme. On distingue deux types de flammes : flamme de diffusion et flamme de pré-mélange.

1.1.2.1 Flamme de pré-mélange

Dans une flamme de pré-mélange, les réactifs sous forme gazeuse sont initialement mélangés. Après allumage, un front de flamme qui sépare les gaz frais des gaz brûlés se forme puis se propage avec une vitesse qu'on notera S_L . Le mélange préalable de combustible et de comburant fait que la combustion est très efficace donc une flamme plus chaude qui produit peu d'imbrûlés. La structure de la flamme de pré-mélange est constituée de trois zones principales illustrées par la Figure 1.3 :

- La zone de préchauffage où les gaz frais sont chauffés à température d'allumage par conduction thermique moléculaire sur une épaisseur de δ_l avoisinant les 3 mm ;
- La zone de réaction où se déroulent les réactions chimiques de combustions, l'épaisseur δ_R de cette zone est de environ 1 mm ;
- La zone de post flamme, caractérisée par une température très élevée et la recombinaison des radicaux libres.

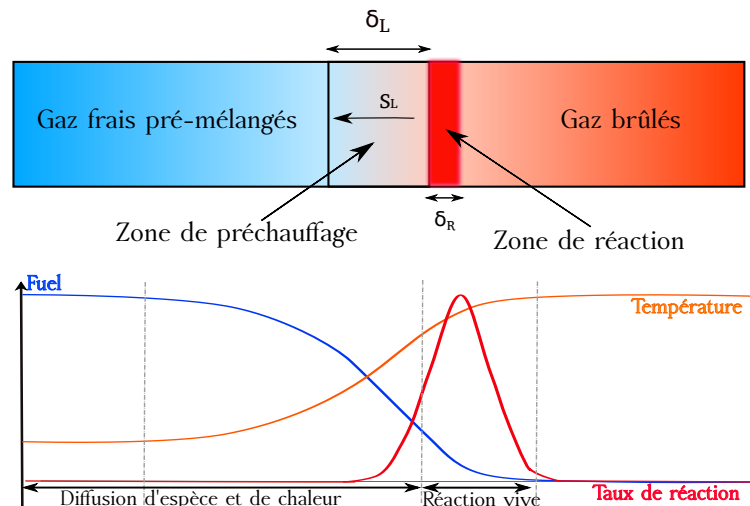


FIGURE 1.3 – Représentation schématique d'une flamme laminaire pré-mélangée 1D librement propagatrice (BORGI et CHAMPION, 2000).

1.1.2.2 Flamme de diffusion

Une flamme de diffusion est une combustion non pré-mélangée où le combustible et un milieu oxydant sont séparés, ils doivent venir au contact l'un de l'autre par le phénomène de diffusion (voir Figure 1.4), l'exemple le plus connu étant la flamme d'une bougie. La plupart des incendies sont des flammes de diffusion, soit sous forme solide ou liquide. La stabilité d'une flamme de diffusion réside dans l'échange permanent entre l'énergie produite par la flamme et celle transmise par rayonnement et convection vers la surface du combustible. Ainsi, la gazéification du combustible est entretenue. De plus, les vapeurs combustibles sont convectées de la surface puis diffusées pour se mélanger et réagir avec l'air ambiant. Un gradient de température se forme autour de la zone de réaction qui génère un écoulement ascendant dû aux forces de flottabilité. Ainsi, un appel d'air frais est créé pour alimenter la flamme (voir Figure 1.4).

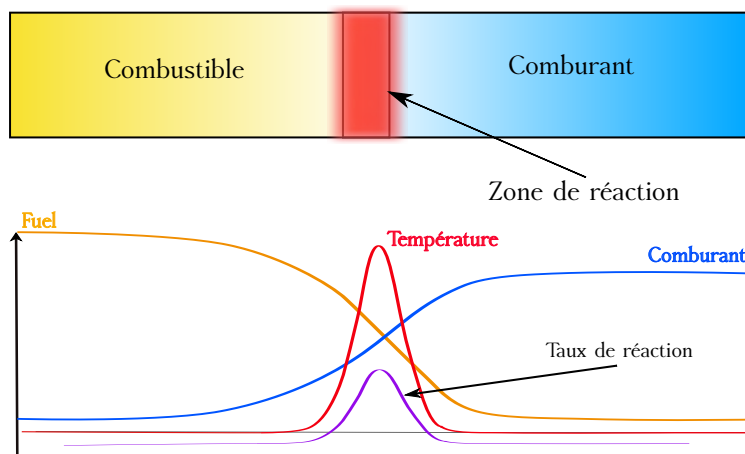


FIGURE 1.4 – Structure d'une flamme laminaire de diffusion.

1.1.3 Mécanismes de combustion d'un feu de nappe

Le déversement de combustible liquide et les feux de nappe représentent des dangers potentiels dans de nombreuses applications, ce qui rend la maîtrise des différents mécanismes physico-chimiques primordiale pour l'étude des incendies.

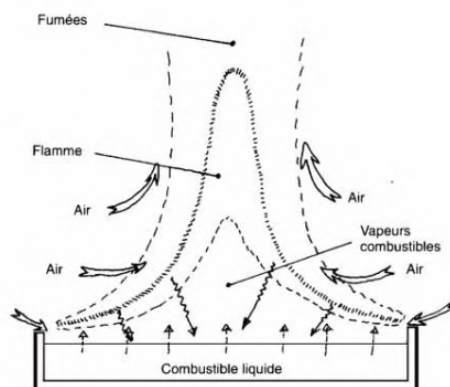


FIGURE 1.5 – Schéma de la combustion lors d'un feu de nappe.

Un feu de nappe se caractérise par un corps confiné de combustible liquide d'une certaine profondeur. Une nappe peut résulter d'un rejet de combustible liquide qui s'accumule dans un point bas, comme une tranchée, ou peut exister à la suite d'un stockage normal de combustible dans des réservoirs et des conteneurs. La structure de la majorité des feux de nappe peut être divisée en un certain nombre de zones qui sont représentées sur la Figure 1.6 (BOUHAFID et al., 1989), (RAJ, 2005) et (SCHÖNBUCHER et al., 1985). On résume ici les processus physiques à l'œuvre dans les différentes régions d'un feu de nappe :

- Une zone au-dessus de la surface du liquide, où persiste une flamme lumineuse en forme conique constante persistante entoure une zone riche en vapeurs de combustible. L'essentiel des réactions chimiques et l'entraînement d'air se déploie dans cette zone;
- Une région de combustion au-dessus de la zone de vapeur de combustible appelée zone de transition ou intermittente. Les réactions chimiques sont moins importantes et la vitesse des gaz est instable dans cette zone avec des oscillations de fréquence régulière;
- Une zone de panache thermique flottant non réactif qui est généralement de nature entièrement turbulente et se caractérise par une vitesse et une température décroissantes avec la hauteur et la position latérale.

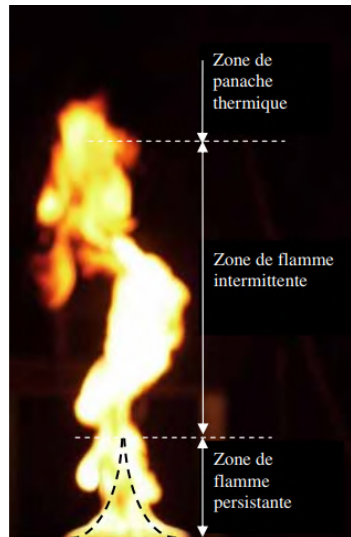


FIGURE 1.6 – Représentation des trois zones d'un feu de nappe bien développé (BOUHAFID et al., 1989).

Les paramètres contrôlant le comportement de chaque zone et leur interaction sont largement analysés dans la littérature (BABRAUSKAS, 1983). Dans les conditions d'environnement stable (température, entrainement d'air), il s'établit un état quasi-stationnaire à la surface du combustible caractérisé par la vitesse de combustion appelée aussi le taux de perte de masse \dot{m}_f (cf. Figure 1.5). Ce taux rapporté à l'unité de surface (\dot{m}'') est appelé débit massique surfacique de combustible et s'exprime d'une manière générale :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{Q}''_f - \dot{Q}''_p}{\Delta H_v} \quad (1.1)$$

Avec \dot{Q}''_f le flux de chaleur fourni par la flamme à la surface, \dot{Q}''_p la perte de chaleur exprimée comme un flux à travers la surface du combustible et ΔH_v la chaleur latente de vaporisation du combustible considéré. La puissance dégagée par le foyer peut s'exprimer :

$$\dot{Q} = \dot{m}'' C_r A \Delta H_c \quad (1.2)$$

Avec C_r le coefficient traduisant le caractère plus ou moins complet de la réaction, la nature du combustible et la taille du foyer, A l'aire de la surface du combustible et ΔH_c la chaleur de combustion des espèces volatiles.

1.1.4 Différents régimes de combustion

L'étude des feux de nappe a commencé avec les travaux de BLINOV (1957) qui a réalisé un grand nombre d'expériences sur des liquides semblables à l'essence dans des cuves de tailles croissantes (de quelques centimètres à près de 1 mètre de diamètre). Il a démontré que la vitesse de combustion dépend du rapport entre la chaleur de combustion et la chaleur nécessaire pour atteindre la température d'ébullition puis la vaporisation du combustible. Dans la continuité de ces travaux, HOTTEL (1959) et HALL (1973) ont permis de mettre en évidence une corrélation entre la combustion des combustibles liquides et la taille du foyer avec trois régimes distincts (cf. Figure 1.7). Un régime laminaire pour les diamètres de foyer allant jusqu'à 10 cm où on observe une décroissance de (\dot{m}'') avec la croissance de la taille du foyer. Suivi d'un régime intermédiaire où (\dot{m}'') croît lorsque la taille du foyer augmente pour un diamètre de foyer entre 10 cm et 1 m. Enfin, un régime turbulent pour un diamètre supérieur à 1 m où la vitesse de combustion devient indépendante de la taille du foyer.

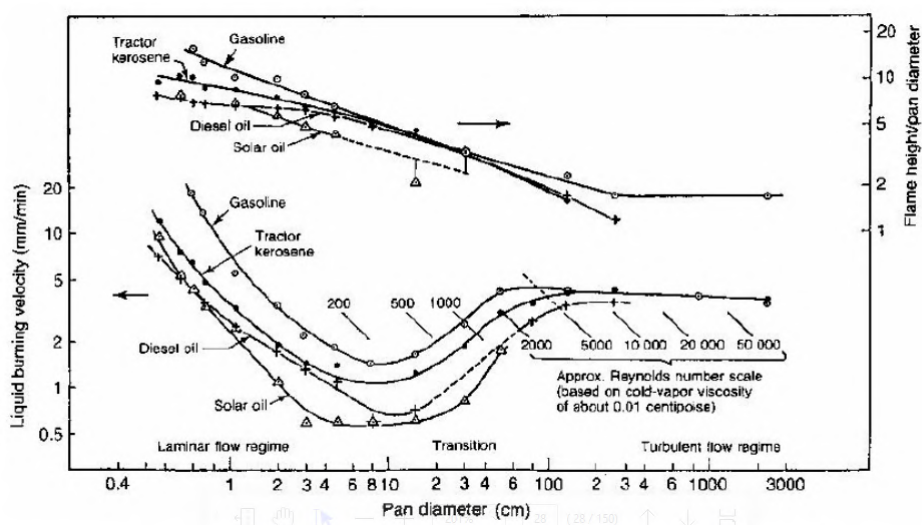


FIGURE 1.7 – Évolution du taux de combustion et longueurs de flamme des hydrocarbures (BLINOV, 1957).

Cette dépendance est liée au régime de combustion qui est dominé par le rayonnement quand les niveaux de suie augmentent jusqu'à une valeur où le feu est fortement épais et opaque. Pour estimer le taux moyen de perte de masse \dot{m}'' des feux de nappe supérieurs à 0,1 m la loi exponentielle relie l'évolution du débit massique surfacique de combustible au diamètre du foyer pour les combustibles liquides (BURGESS et al., 1961) :

$$\dot{m}'' = \dot{m}''_{\infty}(1 - e^{-KD}) \quad (1.3)$$

Avec \dot{m}''_{∞} le débit massique surfacique limite de la combustion pour des grands diamètres ($D > 1m$) et K une constante déterminée empiriquement pour un combustible donné.

1.2 Évolution d'un feu en milieu confiné-ventilé

Un incendie en milieu confiné est très complexe, il peut se développer de plusieurs façons en fonction de la géométrie et de la ventilation de l'enceinte ainsi que du type, de la quantité et de la surface du combustible. L'évolution d'un feu en milieu confiné-ventilé passe généralement par deux phases. Une première phase de croissance, où le feu se comporte comme un feu en milieu ouvert. En effet, après l'allumage, le feu passe par une phase de croissance rapide, sa puissance et sa durée dépendent du type de combustible et du diamètre du foyer. La seconde phase est une phase d'affaiblissement du feu qui comprend une période où le feu atteint sa puissance maximale puis commence sa décroissance et se termine par l'extinction.



FIGURE 1.8 – Développement d'un incendie en milieu confiné (WALTON et al., 2016).

Le développement d'un incendie dans un milieu confiné est généralement divisé en une multitude d'étapes (cf. Figure 1.8). Cela peut être représenté par plusieurs variables environnementales comme la température du local, le débit massique et la différence de pression dans le local (BENGTSSON et HARDESTAM, 2001). WALTON et al. (2016) ont décrit ces étapes ainsi :

- (a) **Allumage** : L'allumage du feu est issu, généralement, d'une source de chaleur suffisante pour qu'un combustible donné atteigne la température critique d'inflammation. Dans cette phase, le local n'a aucun effet sur le feu, du fait de la présence d'une quantité d'oxygène suffisante pour le développement du feu avec une combustion contrôlée par le combustible (cf. Figure 1.8);
- (b) **Croissance** : Après l'allumage, le feu peut se développer à un rythme plus ou moins rapide, en fonction du type de combustible (liquide, solide, gaz), du type de combustion, de l'interaction de la flamme avec l'environnement et de la concentration

en oxygène. Le feu peut être caractérisé en terme d'énergie libérée et de production en gaz de combustion. Un feu très sous-ventilé peut produire des quantités élevées de gaz toxiques alors que sa puissance peut être relativement faible. La période de croissance d'un tel incendie peut être très longue et peut s'éteindre avant d'atteindre l'étape suivante ;

- (c) **Emballement** : Appelé aussi flashover, l'emballement est la transition entre la période de croissance et le stade de développement complet de feu. La définition officielle de flashover par l'organisation internationale de normalisation (ISO) est « La transition rapide de feu vers un état qui implique la totalité des matériaux combustible à l'intérieur d'un local ». Le flashover n'est pas un terme précis, plusieurs définitions peuvent être trouvées dans la littérature. Généralement, dans l'ingénierie de la sécurité incendie, on parle d'un flashover quand la température dans le local atteint 500 à 600°C, ou que le rayonnement au sol du local atteint 15 à 20kW/m², ou encore que des flammes apparaissent par les ouvertures du local ;
- (d) **Feu pleinement développé** : A ce stade de l'incendie, l'énergie libérée dans le local est maximale et limitée par la disponibilité de l'oxygène. On parle alors d'une combustion contrôlée par la ventilation. Les masses de gaz non brûlés toxiques s'élèvent vers le plafond en raison des forces de flottabilité et forment une couche de gaz chaud très opaque qui s'épaissit au fur et à mesure du développement du feu. La température moyenne des gaz dans le local pendant cette étape est très élevée (de l'ordre de 700 à 1200°C) et le risque de propagation d'un local à un autre est plus important. En effet, la convection des fumées transportent une quantité d'énergie importante sont capables de sortir par les ouvertures et d'enflammer ainsi les combustibles contenus dans les locaux adjacents ;
- (e) **Décroissance** : Au fur et à mesure que le combustible se consume, le taux d'énergie libérée diminue et donc la température moyenne des gaz diminue. Au cours de cette période, l'incendie passe d'un contrôle par la ventilation à un contrôle par le combustible.

1.2.1 Effet de confinement

Au cours d'un incendie en milieu confiné, les dimensions du local ont une grande influence sur le débit de pyrolyse du combustible, en effet, plus le local est petit, plus le rayonnement thermique externe est important. Ce rayonnement externe, issu des gaz chauds et réfléchi par les parois du local, contribue à un flux thermique supplémentaire à la surface du combustible qui favorise l'évaporation du combustible en gaz de pyrolyse. Ce phénomène a été étudié par (NASR et al., 2013), (ACHERAR et al., 2020), (ACHERAR et al., 2022), (MANESCAU et al., 2020) et (MANESCAU et al., 2022). Ces travaux ont mis en évidence les effets du confinement sur le débit de combustible ainsi que sur les flux de chaleur reçus par la surface du combustible. Pour ce faire, ils ont développé une méthode pour séparer les effets du flux de chaleur radiatif de la flamme et ceux de la rétroaction

de la chaleur externe sur la surface du combustible. Cette méthode sera présentée et utilisée dans le cadre de cette thèse. Les auteurs ont observé que le débit de pyrolyse, la température de la flamme et les flux de chaleur reçus à la surface du combustible diminuent lorsque la concentration en oxygène mesurée au niveau du foyer diminue. La même tendance a été observée sur la fraction radiative de la flamme contrairement à la fraction convective des flux de chaleur qui augmente lorsque la concentration en oxygène diminue.

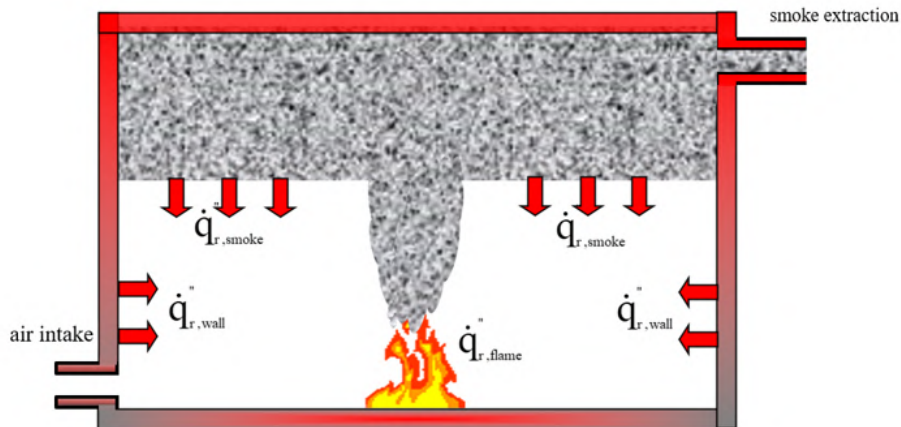


FIGURE 1.9 – Effet du confinement sur le retour radiatif des parois et des fumées.

1.3 Aspersions par brouillard d'eau

La pulvérisation des liquides en gouttelettes est utilisée dans de nombreuses applications industrielles, par exemple les sprays de peinture, dispositifs de nettoyage, décapage, refroidissement des gaz, etc. En d'autres termes, la lutte contre l'incendie n'est qu'un domaine parmi d'autres où les différents types de buses et techniques de pulvérisation sont utilisés. Le mode d'atomisation est strictement relatif à l'application du processus de spray et à la gamme de diamètre de gouttelettes. Dans le domaine de la sécurité incendie, l'atomisation des gouttelettes d'eau augmente considérablement le taux de transfert de chaleur entre le feu et les gouttelettes d'eau, cela permet un refroidissement conséquent de la flamme et des gaz de combustion, ainsi qu'une dilution de la concentration en oxygène et à la génération de vapeur d'eau. Actuellement, les systèmes de pulvérisation du brouillard d'eau sont largement utilisés pour combattre les incendies dans plusieurs infrastructures comme les bibliothèques, les bâtiments historiques, tunnels, navires et vaisseaux spatiaux. Cette partie a pour objectif de présenter les caractéristiques du brouillard d'eau ainsi que la compréhension des phénomènes physiques spécifiques lors de l'interaction avec les fumées, la flamme et l'environnement associé dans le cadre de la lutte contre les incendies en milieu confiné.

1.3.1 Technologie pour générer un brouillard d'eau

Il existe plusieurs méthodes de pulvérisation de l'eau pour obtenir un brouillard d'eau (LEFEBVRE, 1989) décrits ci-dessous et illustrés dans la Figure 1.10 :

- (a) **Atomisation hydraulique** : Il s'agit de faire passer de l'eau à haute pression à travers un ou plusieurs orifices de la buse relativement petits dont la forme détermine le modèle de pulvérisation. Ce type d'injecteur fonctionne avec un faible débit d'eau et à une pression très élevée (jusqu'à 100 bars) qui produit généralement des gouttelettes plus petites. Cela permet d'avoir un fin brouillard d'eau à une certaine distance de la buse (cf. Figure 1.10a);
- (b) **Atomisation pneumatique** : Ce type d'injecteur est généralement à deux fluides. Il implique l'utilisation d'air comprimé ou d'azote en plus de l'eau qui alimente la buse par des circuits séparés. Les pressions de l'eau et de gaz sont en principe plus faibles que le système précédent (moins de 10 bars). Ce mécanisme produit les plus petites gouttelettes d'eau en comparaison avec les autres technologie. L'utilisation de l'azote gazeux permet de diluer l'oxygène présent à l'intérieur d'un compartiment (cf. Figure 1.10c);
- (c) **Atomisation mécanique** : Dans ces injecteurs, un jet d'eau heurte un déflecteur qui brise le jet et distribue l'eau sous forme de spray. Cette méthode de pulvérisation produit généralement des gouttelettes d'eau plus grandes que les deux autres méthodes mais offre l'avantage de fonctionner avec une pression plutôt faible (de 0,5 à 5 bars) (cf. Figure 1.10b).

Il existe plusieurs autres méthodes de pulvérisation d'eau pour la lutte contre les incendies qui ne sont pas décrites ici comme l'atomisation par expansion de gaz ou encore l'atomisation par ultrasons.

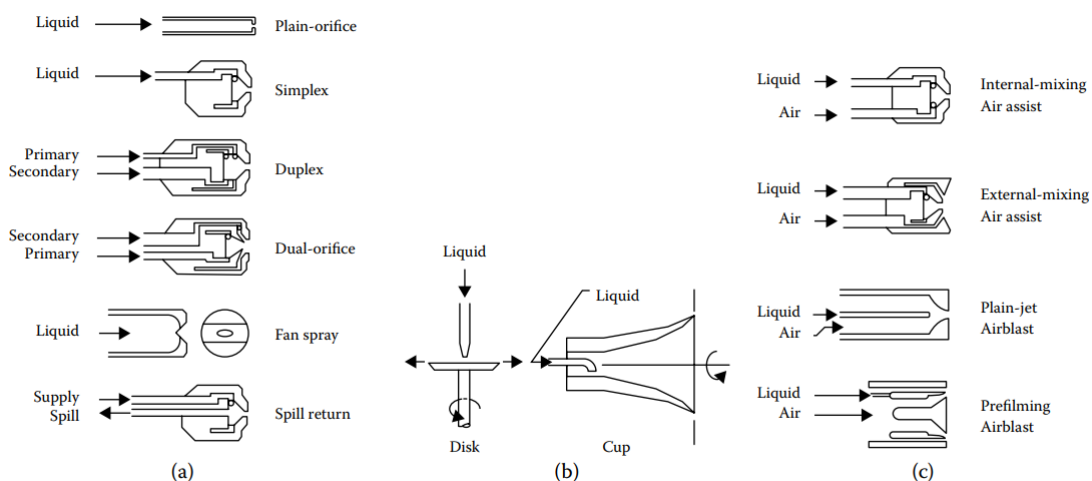


FIGURE 1.10 – Différents types d'injecteurs : (a) atomiseur à pression (hydraulique), (b) atomiseur rotatif (mécanique) et (c) atomiseur bi-fluide (pneumatique) (LEFEBVRE, 1989).

1.3.2 Mécanismes d'extinction et action sur le feu

L'eau est un agent extincteur très puissant principalement en raison de sa capacité à absorber la chaleur en phase liquide (cf. [Tableau 1.1](#)) mais également pour ses propriétés de changement de phase liquide à gazeux. Le mécanisme d'extinction se compose de cinq principales actions selon MAWHINNEY et BACK (2016) :

- Le refroidissement en phase gazeuse, l'eau liquide est transformée en vapeur d'eau ;
- Appauvrissement en oxygène par la formation de vapeur d'eau et dilution des gaz inflammables ;
- Humidification et refroidissement de la surface du combustible ;
- Blocage du transfert de la chaleur radiative ;
- Effets cinétiques.

Propriétés physique de l'eau et la vapeur d'eau	Valeurs
Point de congélation	0 °C
Point d'ébullition	100 °C
Densité	1000 kg/m ³ à 25 °C
Chaleur de fusion de la glace	2,09 kJ/kg
Capacité thermique spécifique en phase liquide	4,18 kJ/kg°C
Capacité thermique spécifique en phase gazeuse	2,01 kJ/kg°C
Chaleur de vaporisation à 100 °C	2260 kJ/kg
Expansion lors du passage de la phase liquide à la phase gazeuse à la pression atmosphérique normale	Environ 1700 fois

TABLEAU 1.1 – Propriétés physique de l'eau.

De plus, le brouillard d'eau agit comme un puits de chaleur en absorbant une partie de la puissance du feu par évaporation et refroidissement de la surface du feu (chaleur latente de vaporisation élevée de 2410 kJ.kg⁻¹ à 25°C). Le flux de chaleur absorbé par la vaporisation de l'eau, noté \dot{Q}''_{evap} , s'ajoute dans l'équilibre énergétique à surface du combustible décrit par l'Équation 1.1. La vitesse de combustion s'écrit alors :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{Q}''_f - \dot{Q}''_p - \dot{Q}''_{evap}}{\Delta H_v} \quad (1.4)$$

Avec \dot{m}'' le débit massique surfacique de combustible, \dot{Q}''_f le flux de chaleur fourni par la flamme à la surface du combustible, \dot{Q}''_p le flux de chaleur global perdu exprimé comme un flux à travers une surface, \dot{Q}''_{evap} le flux de chaleur absorbé par la vaporisation de l'eau exprimé comme un flux à travers une surface et ΔH_v la chaleur latente de vaporisation du combustible.

Si le terme \dot{Q}''_{evap} devient suffisamment important pour faire diminuer \dot{m}'' en-dessous d'une valeur critique, la quantité de gaz de pyrolyse devient insuffisante pour entretenir la réaction de combustion. Il y a donc extinction du feu.

Toutefois, l'importance de chaque mécanisme varie en fonction du type de combustible, de la présence ou non de la flamme et des conditions de ventilation.

- (a) **Refroidissement en phase gazeuse** : Le refroidissement en phase gazeuse correspond à la réduction voire l'élimination de la chaleur de la zone de combustion lorsque l'eau liquide s'échauffe puis s'évapore. Le puissant effet d'absorption de chaleur de l'eau est dû à sa chaleur latente de vaporisation élevée. GRANT et al. (2000) ont illustré l'énergie thermique nécessaire pour élever la température d'un litre d'eau de 0 à 100°C. Il faut 418kJ d'énergie thermique pour que l'eau atteigne le point d'évaporation et 2257kJ supplémentaires sont nécessaires pour le changement de phase liquide-vapeur d'eau (à température constante) (cf. Figure 1.11). De plus, l'échange thermique ne pouvant se produire qu'à la surface du liquide, il est préférable, du moins en théorie, de maximiser la surface d'échange par unité de volume d'eau en utilisant des gouttelettes les plus petites possible, ce qui réduit la température de la flamme et des gaz chauds.

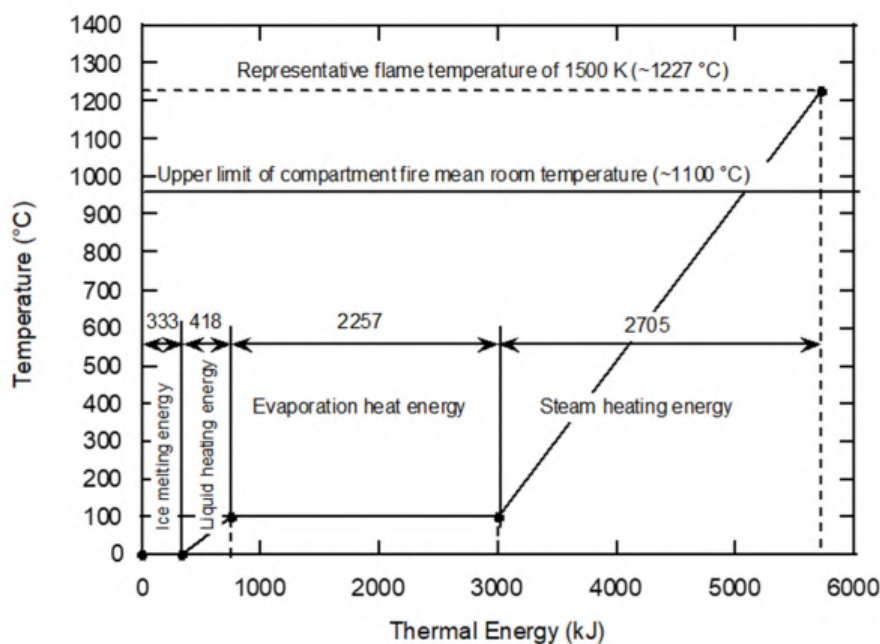


FIGURE 1.11 – Énergie thermique pour la chauffe d'un litre d'eau jusqu'à la surchauffe de la vapeur d'eau (GRANT et al., 2000).

Le refroidissement de la flamme implique aussi la réduction du rayonnement et du retour de chaleur vers la surface du combustible. Si la température du combustible est réduite en-dessous de la valeur critique nécessaire à la réaction de combustion, la flamme s'éteint (pour une flamme de diffusion, cette valeur est de $1500 \pm 50K$ (WILLIAMS, 1981)). Les plus grosses gouttelettes d'eau qui ne s'évaporent pas dans la zone de la flamme peuvent pénétrer dans la flamme et atteindre la surface de combustible réduisant ainsi la température du combustible par contact direct via la

convection thermique et la conduction thermique ; ce qui peut conduire à la diminution de la vitesse de pyrolyse. L'efficacité du brouillard d'eau peut être exprimée comme le rapport entre la chaleur absorbée par les gouttelettes d'eau et la chaleur totale libérée par le combustible comme définie par WIGHUS et AUNE (1995) appelé SHAR en anglais Spray Heat Absorption Ratio, soit le taux d'absorption de chaleur par le spray). La valeur de SHAR dans les conditions optimales est de l'ordre de 30%, cette valeur atteint les 60% dans des conditions plus réalistes. D'après HE et al. (2019), pour que les gouttelettes s'évaporent efficacement dans la région de la flamme, le brouillard d'eau doit pénétrer au minimum 1/3 de la longueur du panache des flammes.

- (b) **Appauvrissement en oxygène et dilution des gaz imbrulés** : L'injection d'un brouillard d'eau dans un volume chaud implique une vaporisation rapide et l'expansion du volume des gouttelettes d'eau jusqu'à 1900 fois son état liquide. L'oxygène et les gaz combustibles autour de la flamme sont alors remplacés par la vapeur d'eau. La concentration élevée de ces gouttelettes fait chuter la concentration en oxygène en-dessous de la limite de combustion du combustible. Par conséquent, la flamme s'éteint par manque de gaz de pyrolyse et d'oxygène. Ce mécanisme se décompose en deux parties : le déplacement de l'oxygène et la dilution des gaz combustibles. Lorsque les gouttelettes d'eau s'évaporent, elles absorbent de la chaleur, ainsi le déplacement de l'oxygène se combine généralement avec le refroidissement endothermique. Dans les feux de nappe, la dilution de l'oxygène est plus importante dans la partie supérieure de la flamme, tandis que le refroidissement est plus évident dans la partie inférieure de la flamme (LIU et LIAO, 2011).

Dans un milieu confiné, la production élevée de vapeur d'eau peut réduire d'une façon significative la concentration en oxygène (BACK et al., 2000a). Le déplacement de l'oxygène devient le mécanisme principal pour l'extinction d'incendie en milieu confiné. La quantité d'oxygène disponible pour la combustion dépend de la taille de l'incendie, du volume du compartiment et des conditions de ventilation. A mesure que la taille du feu augmente, la température moyenne dans le compartiment augmente et la concentration en oxygène diminue à cause de la consommation de l'oxygène par le feu et la dilution de l'oxygène par la vaporisation de l'eau. Si les effets combinés de l'appauvrissement en oxygène dû à l'incendie et la dilution par la vapeur d'eau peuvent réduire la concentration en oxygène en-dessous de la valeur critique (Concentration Minimale d'Oxygène CMO), le feu s'éteindra. L'apport minimum d'oxygène nécessaire pour maintenir la combustion dépend du type de combustible. Généralement, les vapeurs d'hydrocarbures arrêtent de brûler en-dessous d'une concentration en oxygène de l'ordre de 13% et cette valeur peut atteindre 7% pour les combustibles solides (MAWHINNEY et BACK, 2016). Dans les feux en milieux ouverts, l'effet de dilution de l'oxygène est très faible en raison de l'abondance de l'oxygène dans l'air ambiant et l'effet de refroidissement est plus important que celui du déplacement de l'oxygène.

- (c) **Refroidissement de la surface du combustible** : Le refroidissement de la surface de combustible est un mécanisme associé aux combustibles liquides dont le point éclair est supérieur à la température ambiante. Contrairement aux combustibles liquides avec un point éclair inférieur ou voisin à la température ambiante (heptane -4°C), le refroidissement du foyer n'empêche par le maintien de la combustion. De plus, il faut que les gouttelettes d'eau soient de tailles suffisamment petites pour une meilleure vaporisation dans la flamme, avoir suffisamment d'énergie pour pénétrer dans le panache du feu et atteindre la surface de pyrolyse. Le refroidissement de la surface du combustible réduit le taux de pyrolyse et la vaporisation de combustible. Si le mélange vapeur-air au-dessus de la surface du combustible est en-dessous de la limite inférieure d'inflammabilité (LII) du combustible, la flamme s'éteint.
- (d) **Atténuation du transfert de la chaleur radiative** : L'atténuation des transferts de chaleur rayonnée par l'injection de brouillard d'eau a deux conséquences sur l'incendie. Initialement, empêcher la propagation de l'incendie vers les cibles inflammables dans les environs du foyer, ce qui évite la création de foyers secondaires, et la dégradation thermique autour de l'incendie. De plus, le brouillard d'eau va atténuer le flux radiatif émis par la flamme et réduire le retour de chaleur vers la surface de celle-ci. Ce qui contribue à la diminution de la puissance globale du foyer. L'efficacité d'un brouillard d'eau pour agir comme un bouclier coupe-feu au rayonnement thermique dépend fortement du diamètre des gouttelettes, densité de distribution et la vitesse de déplacement (RAVIGURURAJAN et BELTRAN, 1989).
- (e) **Effets cinétiques** : Ce phénomène se manifeste par un échange d'énergie dynamique entre le brouillard et la flamme. Ces mécanismes principaux sont : la flamme étirée et la flamme soufflée. Une partie de l'énergie cinétique du brouillard d'eau est transférée à la flamme donc la perturbe. La vitesse importante des gouttelettes permet à celles-ci de pénétrer dans la flamme et la vapeur d'eau produite par l'évaporation des gouttelettes dans la région de la flamme influent sur la stabilité et le transfert de chaleur dans la flamme, ce qui contraint la flamme à s'étirer jusqu'à l'extinction (LAW et SUNG, 2000). L'étirement de la flamme par l'impact de brouillard d'eau a été observé par MATSUO et al. (2019). Néanmoins, la flamme éteinte localement par le brouillard d'eau est rallumée par les flammes environnantes à cause de son grand diamètre et de la distribution irrégulière du champ de brouillard. La réduction de la distance entre les buses et la flamme permet au brouillard d'eau d'impacter plus efficacement les flammes et la surface du combustible, ce qui entraîne le soufflage des flammes. Le brouillard d'eau à grande vitesse fait que la vapeur de combustible quitte la zone de réaction avant que la vapeur de combustible ne réagisse complètement. Les flammes sont donc soufflées loin de la surface de la combustion, interrompant ainsi la réaction en chaîne de la combustion.
- Les effets cinétiques peuvent résulter aussi bien de l'intensification de la flamme qu'à son extinction. En effet, la turbulence générée par le jet d'un brouillard peut favoriser le mélange entre l'oxygène et les vapeurs de combustible et provoquer

l'embraselement de la flamme. Mais l'effet cinétique peut également contribuer à l'extinction du feu, résultant à la fois du refroidissement de la phase gazeuse et de l'appauvrissement et de la dilution de l'oxygène. De plus, l'injection à grande vitesse du brouillard peut générer d'importants mouvements d'air au niveau du foyer, ce qui peut souffler la flamme de la surface de combustion et provoquer l'extinction.

1.3.3 Propriétés du brouillard d'eau

La mesure et la détermination des caractéristiques de pulvérisation produite par différentes buses sont nécessaires à la compréhension de l'efficacité du brouillard d'eau comme agent extincteur. Pour caractériser pleinement un spray, il faut disposer d'informations sur les quatre paramètres suivants :

- La distribution de la taille des gouttelettes ;
- La masse ou le volume d'eau utilisée ;
- La quantité de mouvement du spray ;
- L'ajout d'additif.

1.3.3.1 Distribution de la taille des gouttelettes

Le terme de distribution de la taille des gouttelettes fait référence à la gamme de taille des gouttelettes contenues dans un échantillon représentatif d'un écoulement de brouillard d'eau. Il existe plusieurs grandeurs susceptibles de décrire un brouillard d'eau en terme de taille de gouttelettes (cf. [Équation 1.5](#)) (LEFEBVRE, 1989). Couramment utilisé, le diamètre de Sauter D_{32} (cf. [Équation 1.5](#)) est défini comme le diamètre d'une gouttelette ayant le même rapport volume/surface que le volume total de toutes les gouttelettes par rapport à la surface totale de toutes les gouttelettes. Ce diamètre est le mieux adapté pour le calcul de l'efficacité et les taux de transfert de masse et l'étude de la combustion d'un brouillard combustible.

$$D_{32} = \frac{\sum_i N_i (d_g^3)_i}{\sum_i N_i (d_g^2)_i} \quad (1.5)$$

Où i est un indice associé à la classe de gouttelette considérée, N_i est le nombre de gouttelettes appartenant à la classe i et $(d_g)_i$ est le diamètre médian de la classe i . On recense plusieurs types de brouillards d'eau :

- 99% du volume est constitué de gouttelettes dont le diamètre est inférieur à $1000\mu m$ ($(D_{v0.99}) \leq 1000 \mu m$) (ASSOCIATION et al., 2006), (DVORJETSKI et GREENBERG, 2004), (HESKESTAD, 2003);
- Le diamètre moyen est de $80-200\mu m$ et 99 % du volume est constitué de gouttelettes dont le diamètre est inférieur à $500\mu m$ (GRANT et al., 2000);
- La taille médiane des gouttelettes est inférieure à $100 \mu m$ (LENTATI et CHELLIAH, 1998).

La première définition vise principalement à distinguer les injecteurs de brouillard d'eau des sprinklers conventionnels, tandis que les autres définitions sont basées sur les tailles des gouttelettes requises pour un système de brumisation (cf. Figure 1.12).

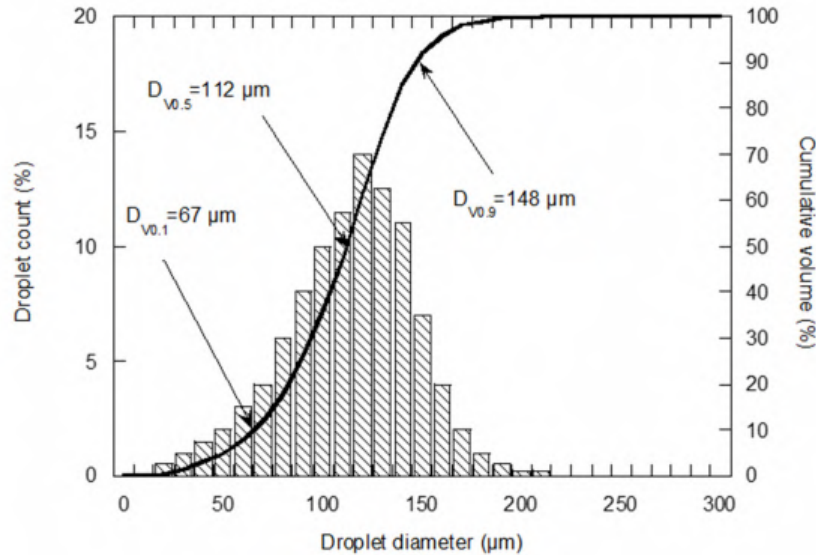


FIGURE 1.12 – Distribution de la taille des gouttelettes (ARVIDSSON, 2020).

1.3.3.2 Quantité d'eau utilisée

La capacité d'une pulvérisation d'eau à absorber une quantité significative d'énergie dégagée par le feu dépend largement du volume d'eau pulvérisé vers le foyer. D'ailleurs, l'un des arguments en faveur de l'utilisation des brouillards d'eau est leur consommation très faible avec une efficacité équivalente, voire supérieure, à un spray conventionnel. Ainsi, le volume d'eau injecté par la buse est un paramètre important pour la caractérisation des brouillards d'eau. On définit la densité de flux de brouillard d'eau en fonction du débit d'eau par unité de volume ou de surface comme suit :

$$\dot{m}''' = \frac{\dot{m}_{l,0}}{V_a} \quad (1.6)$$

Où V_a est un volume caractéristique de l'action du spray sur le foyer. Cette grandeur peut être utilisée dans le cas d'incendie en compartiment fermé où V_a est le volume de ce dernier. Dans le cas des incendies en milieu ouvert, cette définition n'est pas applicable. La définition de la densité de flux de brouillard d'eau par unité de surface est plus appropriée :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{m}_l}{A^*} \quad (1.7)$$

Où A^* est l'aire d'une surface Σ qui traduit l'interaction entre le spray et le foyer, \dot{m}_l est le débit d'eau moyen traversant cette surface en absence de la flamme. Pour enlever le caractère arbitraire du choix de Σ , MAWHINNEY (1994) introduit la densité de flux nominale par :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{m}_{l,0}}{A^*} \quad (1.8)$$

Dans ce cas, A^* est l'aire de la section du spray à un mètre de l'ajutage de la buse. La densité de flux nominale est une grandeur facile à mesurer et elle peut être utilisée pour comparer des sprays entre eux.

1.3.3.3 Quantité de mouvement du spray

La quantité de mouvement des gouttelettes d'eau est aussi un paramètre important pour évaluer l'efficacité d'une pulvérisation par brouillard d'eau pour la lutte contre les incendies. Une injection avec une vitesse suffisante permet au brouillard d'eau de pénétrer dans la flamme à l'opposé du mouvement ascendant des gaz chauds et du panache et ainsi d'agir de façon efficace. Et dans le cas contraire où la quantité de mouvement est trop faible, les gouttelettes vont être éjectées de la flamme et ne pas atteindre la zone de réaction, ce qui réduit l'efficacité de la pulvérisation. Cependant, dans le cas d'un incendie confiné à ventilation contrôlée, la pulvérisation d'un brouillard d'eau à faible vitesse peut s'avérer efficace si le foyer est assez important pour faire vaporiser une très grande partie du brouillard. Ce qui implique une baisse de la concentration en oxygène dans le compartiment jusqu'à une valeur critique insuffisante pour entretenir la combustion.

1.4 Résumé de l'état des connaissances sur l'usage de brouillard d'eau

L'utilisation de l'aspersion par brouillard d'eau est reconnue depuis le milieu de XIX^{ème} comme agent de lutte contre les incendies. En 1880, des entreprises américaines ont mis au point des sacs à dos avec une lance produisant de fines gouttelettes d'eau pour combattre les petits feux de forêt (LAKKONEN, 2008). Dans les années 1930, plusieurs entreprises proposaient des systèmes de pulvérisation d'eau en brume ou en brouillard d'eau. Les principaux avantages du brouillard d'eau, comme les effets de refroidissement, le déplacement d'oxygène, l'atténuation du rayonnement et la réduction des dégâts potentiels causés par l'eau ont été utilisés comme arguments en faveur du développement de cette technologie. Dans les années 1950, une quantité considérable de recherches sur l'extinction des incendies par brouillard d'eau ont été menées à la « Fire Research Station in United Kingdom ». Les travaux de BRAIDECH et al. (1955) et de RASBASH (1962) et RASBASH et al. (1960) décrivent une série de tests pour l'étude de l'efficacité de la pulvérisation d'eau, initialement sur un feu de nappe de 30cm de diamètre en variant la taille des gouttelettes et la pression de pulvérisation (entre 0,35 et 5,9 bars). Ils ont conclu que l'efficacité du brouillard d'eau augmente avec l'augmentation de la pression et un faible débit. Peu après en 1955, ils ont réalisé des études supplémentaires pour déterminer l'influence de la taille des gouttelettes (280 μ m, 390 μ m, 490 μ m) sur différents combustibles liquides (alcool, le benzol, l'essence, le kérosène, le gasoil et l'huile). Les résultats suggèrent que le jet avec la plus petite taille de gouttelettes est plus efficace sur les combustibles les plus volatils contrairement aux jets avec des gouttelettes plus grosses qui sont efficaces sur les combustibles les moins volatils. Les travaux cités plus haut de Braidech et de Rasbach

ont permis de déterminer les caractéristiques et les aspects fondamentaux de l'action du système de pulvérisation de l'eau en fines gouttelettes sur un feu.

Dans les années 1960 et 1970, le développement de Halons 1301 et 1211, comme agents d'extinction peu coûteux, faciles d'utilisation et d'une efficacité remarquable par rapport aux systèmes d'extinction par brouillard d'eau, a fait ralentir la recherche et le développement de ce dernier. La découverte de la participation du Halon à la destruction de la couche d'ozone et la signature en 1987 de protocole de Montréal (MONTREAL, 1994) (un accord visant à éliminer progressivement l'utilisation et la fabrication de substances appauvrissant la couche d'ozone) a fortement diminué l'utilisation de ces produits. De plus, l'incendie du bateau *Scandinavian Star*, qui a eu lieu le 7 avril 1990 (le bilan de cet accident est de 158 morts), a entraîné un renforcement considérable des exigences en matière de sécurité incendie pour les navires par l'International Maritime Organization (IMO). Ces deux événements ont permis de susciter à nouveau l'intérêt de l'industrie et de la recherche pour l'utilisation du brouillard d'eau comme système d'extinction d'incendie.

Les premiers travaux de recherche dans le milieu industriel à l'échelle réelle sont les travaux BILL JR et al. (1997) pour l'IOM qui consistent en 23 essais dans une salle de machines de $3000m^3$ pour l'extinction d'incendies de gazole et heptane de 1 et 6MW de puissance avec deux types de buses (basse pression et haute pression). Ils ont démontré l'inefficacité de leur système de brouillard d'eau pour l'extinction de ces incendies dans ces conditions (volume de la salle et hauteur de plafond). Cependant, ils ont obtenu l'extinction de certains feux après diminution de la hauteur de plafond et du volume de la salle. Les auteurs concluent alors que le brouillard d'eau peut s'avérer être une bonne alternative au gaz Halons sous réserve d'optimisation. Ils ont souligné aussi l'importance du phénomène de dilution de l'oxygène dans le mécanisme d'extinction par brouillard d'eau pour les incendies de grandes tailles en milieu confiné.

BACK et al. (2000b) ont effectué des tests dans des enceintes (dont la taille variait de $100m^3$ à $1000m^3$) avec différentes conditions de ventilation (fermé, ventilation naturelle et avec un renouvellement horaire Rh allant jusqu'à $15h^{-1}$). Ils concluent que l'augmentation du Rh diminue le mécanisme de dilution et d'appauvrissement en oxygène, et donc augmente la dépendance au refroidissement en phase gazeuse. Il en résulte une très mauvaise performance sur les feux de petites tailles et/ou obstrués où peu de brouillard atteint le volume de combustion. Ils ont également développé un modèle à partir de ces essais pour prédire l'efficacité d'un système de brouillard d'eau pour l'extinction des feux de nappes.

A l'échelle de laboratoire, KIM et al. (1997) ont étudié expérimentalement l'influence d'un jet de brouillard d'eau impactant à contre-courant un feu de nappe d'une petite taille. Ils ont observé que, en-dessous des conditions critiques de pression et de distance

entre la buse et le bac, le jet de brouillard d'eau est inefficace et augmente même la puissance de feu. Les auteurs démontrent que les très petites gouttelettes sont inefficaces pour l'extinction du feu par refroidissement du fait qu'elles n'atteignent pas la surface du combustible du panache de feu. Ils remarquent également que la hauteur de flamme diminue mais elle grandit dans la direction radiale avec l'action de jet de brouillard d'eau, ce qui permet aux gouttelettes de pénétrer plus facilement le panache et la flamme pour atteindre le combustible.

Dans le but de comprendre les mécanismes d'extinction d'un feu par brouillard d'eau, NDUBIZU et al. (1998) ont utilisé un dispositif expérimental (brûleur à méthane de type Wolfhand-Parker, modifié pour permettre une injection latérale de mélanges air-brouillard d'eau, air-vapeur d'eau ou air-azote) pour distinguer la contribution de chaque mode d'action du brouillard d'eau sur une flamme de diffusion. Les résultats des expériences montrent bien les trois modes d'action les plus significatifs, à savoir l'effet de la chaleur latente de vaporisation (puits de chaleur), l'effet de la capacité thermique supérieure de la vapeur d'eau par rapport à l'air et l'effet de la dilution de l'oxygène. Ils ont montré aussi que le refroidissement en phase gazeuse (combine les deux premiers effets) est plus important que celui de l'effet de dilution de l'oxygène, en particulier lorsque le diamètre moyen des gouttelettes est de l'ordre de $60\mu m$.

Un peu plus tard, NDUBIZU et al. (2000) présentent une étude expérimentale paramétrique pour l'extinction des feux de nappe en semi-grandeur (feu d'heptane et de kérosène de $50cm$ de diamètre). Initialement, les auteurs se sont intéressés à l'influence de la position de l'injecteur par rapport au foyer. L'étude montre que l'injection des gouttelettes en partie basse est plus efficace pour l'extinction que l'injection en partie haute. Cela s'explique par l'intensification de l'effet de dilution et d'absorption de la chaleur lorsque les gouttelettes d'eau s'évaporent à la base du foyer. En outre, ils ont remarqué que les gouttelettes les plus fines sont plus efficaces quelle que soit leur orientation et une efficacité optimale est obtenue avec l'injection des gouttelettes plus fines par la base du foyer. Les résultats de comparaison de l'efficacité d'extinction de brouillard d'eau entre les deux combustibles a mis en évidence que le brouillard d'eau est plus efficace pour l'extinction des feux de combustibles dont le point d'ébullition est le plus élevé (kérosène, point d'ébullition $> 100^{\circ}C$) que les combustibles avec un point d'ébullition inférieur à celui de l'eau (heptane, point d'ébullition à $98^{\circ}C$). Ce phénomène est dû aux micro-explosions des gouttelettes d'eau au contact avec le combustible chaud ($+ 100^{\circ}C$), ce qui entraîne un refroidissement plus important de celui-ci.

Les travaux de RICHARD et al. (2003, 2002) s'intéressent à l'influence du brouillard d'eau sur le rayonnement reçu par la surface de combustible. Des expériences à l'échelle de laboratoire ont été menées sur un feu de nappe d'heptane avec une cuve de $23cm$ de diamètre et un système d'extinction par brouillard d'eau composé de trois buses (diamètre des gouttelettes $30\mu m$, débit massique du brouillard d'eau est de $3,5g/s$, plus de

détails sont donnés dans le [Section 2.1](#)). Les auteurs ont choisi des conditions expérimentales de telle sorte à optimiser l'action du brouillard sans pour autant arriver à l'extinction de la flamme, dans le but de réaliser des mesures nécessaires à l'étude. Les résultats des expériences ont montré que l'activation du brouillard d'eau provoque l'instabilité de la flamme avec des variations continues de sa forme et de sa taille à cause des gouttelettes d'eau qui pénètrent dans la flamme. Ces dernières s'évaporent instantanément et s'accompagnent d'un effet d'expansion et dilution important qui oblige la flamme à s'ancrer sur le bord de la cuve (une flamme annulaire). Autre observation, la flamme est fréquemment chassée de la surface du combustible, cette phase peut être suivie d'une extinction ou ré-inflammation de la flamme. Les mesures de la température moyenne et de la concentration en suie montrent une diminution considérable de la température de la flamme et de la concentration des suies alors que le flux radiatif reçu par la surface du combustible augmente. Par conséquent, l'effet de l'extinction du brouillard d'eau sur la flamme est plutôt obtenu en diminuant suffisamment la température et le rapport de concentration vapeur/air dans toute la flamme en raison de l'effet de vaporisation et d'expansion de l'eau (effet de refroidissement et de dilution), que par une réduction des vapeurs inflammables à partir de la surface du liquide. Ils ont démontré également que l'introduction de vapeur d'eau au sein de la flamme diminue la production des suies du fait de l'intensification de leur oxydation et transforme le monoxyde de carbone CO en dioxyde de carbone CO_2 .

Les travaux de JENFT (2013) et JENFT et al. (2014) s'intéressent à l'étude expérimentale et numérique à l'échelle réelle de l'application du brouillard d'eau dans un milieu confiné bien ventilé. Leurs expériences consistent en un feu de combustible liquide de 30cm de diamètre. La pulvérisation du brouillard d'eau est assurée par quatre buses ($D_{32} = 112\mu\text{m}$) qui fournissent un débit de $25\text{l}/\text{min}$. Ils ont observé deux comportements : d'une part l'application du brouillard d'eau sur un feu bien développé provoque une extinction très rapide (environ 10s) puisque les gouttelettes ont été injectées dans un environnement chaud et se sont alors évaporées instantanément, ceci générant une concentration importante de vapeur qui entraîne un refroidissement rapide des gaz et la chute de température dans le local. D'autre part, lorsque le brouillard d'eau est appliqué tôt, la croissance du feu est contrôlée mais son extinction a nécessité une plus longue période d'aspersion (environ 1min) le temps de refroidir la flamme et la surface du combustible. Ils ont aussi démontré la capacité du logiciel FDS (Fire Dynamics Simulator) à simuler d'une manière fiable l'extinction par brouillard d'eau en termes de température et de concentration en oxygène. Ce logiciel est présenté dans le [Chapitre 3](#).

PRETREL (2017) a réalisé un travail expérimental à grande échelle sur l'interaction entre les flux de gouttelettes d'eau et la fumée lors d'un incendie en milieu confiné et ventilé. L'étude comporte 17 essais dans un local de 165m^3 avec un renouvellement horaire $Rh = 15,4\text{h}^{-1}$. Un brûleur à gaz de propane a été utilisé avec un débit calorifique compris entre 140 et 290kW . Le système de pulvérisation d'eau est assuré par deux buses Deluge

($26 \text{ l/min/bar}^{0.5}$). L'auteur a choisi des paramètres d'essais comme le *HRR* du feu, le débit d'eau et le temps d'activation pour analyser l'interaction entre les gouttelettes et la fumée, le taux d'évaporation des gouttelettes et le transfert d'énergie de la phase dispersée à la phase continue. L'étude montre que le jet d'eau modifie significativement la stratification des fumées avec une homogénéisation de la phase gazeuse. Les concentrations des espèces (O_2 et produits de combustion) sont similaires près du plafond et du sol. De plus, l'étude montre que le mélange des gaz permet de séparer la stratification chimique et la stratification thermique (deux phases identiques dans un incendie sans pulvérisation d'eau). Le flux de gouttelettes entraîne le déplacement vers le bas de l'interface chimique tandis que, en refroidissant les gaz chauds, l'interface thermique tend vers le haut. Ainsi 65% de l'énergie est transférée au flux de gouttelettes.

Dans le cadre du projet PRISME 2 de l'OCDE (PRETREL et QUERRE, 2019), les auteurs ont réalisé des essais à grande échelle pour traiter la problématique de la répétabilité des essais très coûteux d'incendie à échelle réelle. Pour cela, ils se sont basés sur deux essais de feu de nappe d'une huile de lubrification (DTE Medium) de 400 kW dans un local d'une superficie de 42 m^2 muni d'une ventilation mécanique et d'un système de pulvérisation d'eau. Ils ont sélectionné un ensemble de 27 variables directement mesurées ou calculées à partir des mesures de telle sorte à caractériser l'ensemble du scénario d'incendie (source d'incendie, phase gazeuse, parois, réseau de ventilation et système de pulvérisation d'eau). Les auteurs ont observé que les niveaux de répétabilité sont différents selon le type de variable. La température de la phase gazeuse dans le local et les concentrations des espèces sont notamment plus reproductibles que la pression du gaz ou le débit d'air.

1.5 Conclusion

L'objectif de ce chapitre est de présenter le contexte de la thèse. Dans un premier temps, on a défini les phénomènes liés à l'incendie dans un milieu confiné et ventilé puis présenté l'influence du confinement sur le comportement d'un feu. Ensuite, on a présenté les modes d'action d'une aspersion de type brouillard d'eau pour l'extinction d'incendie, en mettant l'accent sur les phénomènes physiques prédominants dans l'action d'un brouillard comme agent d'extinction.

Ce premier chapitre a permis de souligner l'intérêt que peuvent avoir les systèmes d'extinction par brouillard d'eau, de nombreuses études ont démontré une efficacité remarquable avec une faible consommation d'eau par rapport aux systèmes conventionnels. Ils peuvent ainsi être mis en place dans des lieux où les ressources en eau sont restreintes notamment les milieux confinés où le brouillard d'eau est particulièrement efficace (sous-marin, tunnel, navire...). De plus, l'utilisation de gouttelettes d'eau très fines a l'avantage de diminuer les dommages causés par l'utilisation de l'eau sous forme liquide dans des lieux comme les bibliothèques, les musées, salles d'archives etc. On note

aussi que des facteurs tels que l'environnement de l'incendie, les obstacles, les conditions de ventilation, les types de combustible et l'échelle de la flamme ont une influence sur la performance d'extinction du brouillard d'eau. Si on ajoute à cela les caractéristiques intrinsèques du système de pulvérisation, notamment le type d'injecteur, la taille des gouttelettes, la vitesse des pulvérisations, l'orientation du jet et le débit d'injection, tous ces paramètres rendent chaque scénario d'incendie unique et ouvrent des perspectives de recherche expérimentales et numériques dans le domaine de l'extinction d'incendie par brouillard d'eau.

Chapitre 2

Présentation des dispositifs expérimentaux étudiés

Ce chapitre présente l'ensemble des dispositifs expérimentaux et les moyens de mesure utilisés dans ce travail, dans le but d'améliorer notre compréhension de l'effet d'aspersion par brouillard d'eau sur les incendies. La démarche consiste en premier lieu à modéliser les effets d'un brouillard d'eau pénétrant une flamme bien établie en milieu ouvert. Pour cela, on va s'appuyer sur les résultats expérimentaux présentés par GARO et al. (2009) dans le cadre de la thèse de RICHARD (2001), notamment les caractéristiques du brouillard d'eau et les effets sur la température, les flux rayonnés à la surface du combustible et l'environnement, pour un feu de nappe à l'échelle de laboratoire en milieu ouvert.

Ensuite, on s'intéressera à la modélisation d'un feu de nappe en milieu confiné, pour étudier l'influence des conditions de ventilation sur la dynamique du feu et particulièrement sur la puissance de feu, la température et les flux thermiques. Pour cela, on s'appuiera sur les essais menés par NASR (2011) avec le dispositif CERES I (cf. Figure 2.3) avec différentes tailles de foyer. Enfin, un dispositif CERES II réalisé et instrumenté dans le cadre de cette thèse sera présenté (cf. Figure 2.4). Il a été conçu en similitude avec CERES I pour l'étude de l'interaction entre un feu et un brouillard d'eau dans des conditions de confinement. Dans ce dispositif, des essais avec et sans brouillard d'eau nous permettront d'observer les effets de l'aspersion sur un feu de nappe en fonction de la ventilation sur la dynamique du feu .

2.1 Dispositif pour l'étude de l'interaction entre un feu de nappe et un brouillard d'eau en milieu ouvert

Le dispositif expérimental étudié dans cette partie a permis d'obtenir un feu de nappe vertical sous hotte en milieu ouvert soumis ou non à un brouillard d'eau, réalisé dans le cadre des travaux de thèse de RICHARD (2001) et les travaux de GARO et al. (2009). La Figure 2.1 présente le schéma de ce dispositif qui comporte une hotte rectangulaire de 2m de côté avec un conduit d'évacuation des gaz brûlés vertical de 40cm. Le foyer consiste en une cuve de 23cm de diamètre et de 10cm de profondeur placée sur un peson pour mesurer la perte de masse en fonction du temps. La cuve est remplie d'eau jusqu'à la

hauteur de la fenêtre du fluxmètre qui est placé au centre du foyer. Le combustible est ajouté jusqu'à 1 mm sous le rebord de la cuve. L'heptane est utilisé comme combustible car il offre de nombreux avantages dans l'étude des incendies, comme son point d'ébullition de 98°C en-dessous de celui de l'eau pour éviter l'ébullition et les projections des gouttelettes d'eau au cours d'un essai. L'ensemble du dispositif est protégé par un rideau ignifugé placé autour de la hotte jusqu'à 55 cm du sol, permettant ainsi de s'affranchir de toutes les perturbations dues à des courants d'air parasites.

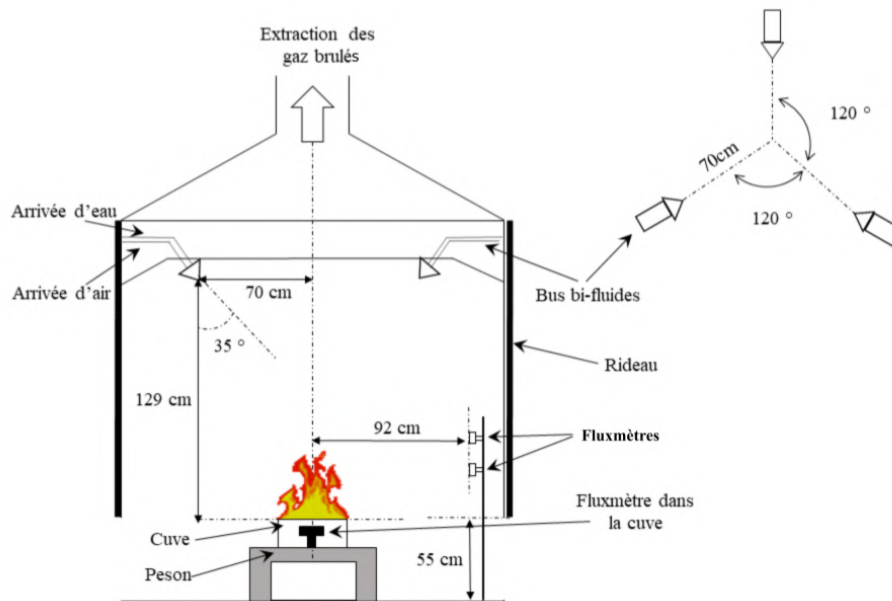


FIGURE 2.1 – Schéma du dispositif expérimental d'un feu de nappe sous hotte avec le système d'aspersion.

On décrit en détail les éléments principaux du dispositif :

- Le système de pulvérisation utilisé pour générer le brouillard d'eau est composé de trois injecteurs bi-fluide (eau/air) situés à 129 cm de hauteur par rapport à la surface du combustible et une distance radiale de 70 cm de l'axe du foyer et forme un angle d'inclinaison de 35° par rapport à la verticale, comme on le voit sur la Figure 2.1. Les buses sont positionnées de telle sorte à avoir un angle de 120° entre chacune d'entre elles. Des essais préliminaires de RICHARD (2001) préconisent le choix d'une pression d'injection d'air $p_a = 1\text{ bar}$ et un débit massique d'eau de $\dot{m} = 3,5\text{ g/s}$, dans le but de ne pas atteindre l'extinction de la flamme tout au long de l'essai.

- Caractérisation du brouillard d'eau

Les injecteurs utilisés ont été soumis à une étude préalable de granulométrie en vue de déterminer la vitesse locale, le diamètre et la concentration des gouttes à l'aide d'un système d'anémométrie laser appelé PDPA (Phase Doppler Particle Analyser). Cette méthode permet d'accéder à la connaissance de différents paramètres caractérisant le brouillard d'eau. Les valeurs des paramètres définis pour les injecteurs de brouillard d'eau comme le débit d'eau pulvérisée et la pression d'air ont

été conservés ($\dot{m} = 3,5\text{g/s}$, $P_{air} = 1\text{bar}$). La mesure a été effectuée dans deux demi-plans, à 30cm et à 70cm de la buse pour tous les centimètres sur le cône formé par le spray selon la direction radiale (cf. Figure 2.2).

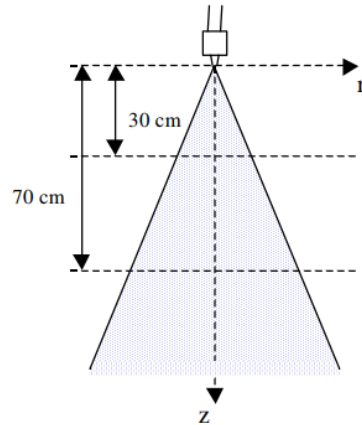


FIGURE 2.2 – Schéma des points de mesures granulométriques (RICHARD, 2001).

Les résultats de la caractérisation du spray sont présentés dans le Tableau 2.1, qui résume les données moyennes de la granulométrie sur la section du spray à 70cm de la buse.

	Granulométrie, D_{32}	Vitesse des gouttelettes (m/s)	Flux massique des gouttelettes ($kg/m^2.s$)
Moyenne	68	2,36	0,108

TABEAU 2.1 – Valeurs de différentes grandeurs moyennées sur la section 70 cm de spray (RICHARD, 2001).

- Mesure de la température dans la phase gazeuse

La température au cœur de la flamme a été mesurée grâce à un système qui maintient les thermocouples en peigne avec un écartement de 10mm. Des thermocouples en chromel-alumel de 50 μm de diamètre ont été utilisés. Un mécanisme de translation bidimensionnel permet aux thermocouples de se déplacer horizontalement et verticalement selon un maillage prédéfini. La mesure est effectuée sur une période de 20 secondes pour chaque position. Une mesure de la température dans la phase liquide de combustible est assurée par un thermocouple positionné à l'interface heptane/eau.

- Mesure du rayonnement

Le flux rayonné à la surface du combustible a été mesuré grâce à trois fluxmètres de type MEDTHERM refroidis à l'eau (les caractéristiques de capture sont détaillées dans la Section 2.3.2). Une fenêtre en fluorure de calcium a été ajoutée pour avoir une gamme de transmittance spectrale comprise entre 0,3 et 11,5 μm , qui prend en compte la contribution des gouttelettes et/ou la vapeur d'eau au sein de la flamme. Les fluxmètres sont placés à 23mm en-dessous du bord supérieur de la cuve et à une

distance radiale de 38mm et de 76mm de l'axe central de la cuve, ces deux distances correspondent respectivement à 1/3 et 2/3 du rayon de la cuve. Le flux rayonné a été obtenu en extrapolant le flux mesuré à l'interface heptane/eau du combustible durant l'essai, ce qui est détaillé dans la [Section 2.3.2](#) avec l'Équation 2.1.

2.2 Réduction d'échelle

La recherche expérimentale à l'échelle réelle des phénomènes liés à la sécurité incendie est très coûteuse et complexe. Par conséquent, on ne trouve dans la littérature qu'un nombre d'essais limité en condition réelle. La modélisation à échelle réduite, encore appelée étude en similitude, nous permet d'éviter ces problèmes de coût et de reproductibilité. Une étude en similitude faite dans le cadre de la thèse de LASSUS (2009) et LASSUS et al. (2014) pour le dimensionnement du dispositif CERES I de 8m³, a permis de faire des essais représentatifs de ceux obtenus à grande échelle représentant une configuration réelle. De plus, cette étude en similitude nous a amené à réaliser le dimensionnement du dispositif CERES II de 1m³ dans le cadre de cette thèse. Ce type de modélisation repose sur un groupe de nombres adimensionnels dérivés des équations de conservation permettant le respect des rapports de similitude entre les deux échelles (QUINTIERE, 1989).

Les nombres adimensionnels permettant la conservation des phénomènes physiques entre l'échelle réelle et la maquette sont présentés dans le [Tableau 2.2](#).

Nombre adimensionnel	Phénomènes comparés	Expression du rapport
Richardson, Ri	Pression dynamique et pression due à la gravité	$R_i = \Delta\rho g l / \rho_0 / u^2$
Froude, Fr	Énergie cinétique et énergie potentielle due à la gravité	$Fr = u^2 / g / l$
Reynolds, Re	Inertie et viscosité	$Re = ul / \gamma$
Grashof, Gr	Convection naturelle, force d'Archimède et force de viscosité	$Gr = G\beta\Delta T l^3 / \gamma^2$
Zukoski, Zu	Puissance de feu en fonction du débit entalpique	$\frac{\dot{Q}}{\rho_0 F_r^{1/2} l^{5/2} g^{1/2} c_p T_0}$

TABLEAU 2.2 – Nombres adimensionnels.

Les caractéristiques de l'enceinte à l'échelle réelle sont notées dans le [Tableau 2.3](#) :

Volume m^3	100
Forme	Cubique
Débit calorifique maximal (kW)	1000
Renouvellement horaire d'air (h^{-1})	3 à 5
Forme des gaines de ventilation	section carré
Largeur des gaines	0,4 m à 1 m

TABLEAU 2.3 – Propriétés de l'installation de référence.

L'installation réelle et les maquettes CERES I et CERES II ont respectivement $100m^3$, $8m^3$ et $1m^3$ de volume, avec les longueurs caractéristiques (racine cubique de volume) suivantes : $l_{reel} = 4,64m$, $l_{CERES I} = 2m$ et $l_{CERES II} = 1m$. Ce qui correspond à une échelle géométrique de $Kg_{CERES I} = \frac{l_{CERES I}}{l_{reel}} = 2/4,64 = 0,43$ et $Kg_{CERES II} = \frac{l_{CERES II}}{l_{reel}} = 1/4,64 = 0,215$. La largeur des gaines de ventilation des installations réelles est comprise entre 0,4 et 1m. L'échelle de similitude géométrique nous donne une largeur des gaines des maquettes comprise entre 0,17 et 0,43m, Une largeur de 0,2m a été adoptée pour CERES I et 0,1m pour CERES II.

L'équivalence des vitesses d'écoulement dans les gaines est déterminée avec l'échelle de similitude cinématique entre les maquettes et l'installation réelle. Il suffit de conserver le nombre adimensionnel de Froude $Fr = u^2/l = 1$, ce qui équivaut à $u^2/l = 1$ et $u = \sqrt{l}$ alors l'échelle cinématique vaut donc $K_c = \sqrt{Kg} = 0,66$ (cf. [Tableau 2.4](#)).

Le régime de ventilation est déterminé grâce au renouvellement horaire (noté Rh) qui correspond au nombre de fois où l'air est renouvelé dans une pièce pendant une période d'une heure. La conservation de ce paramètre entre les deux échelles de similitude implique une échelle temporelle donnée par $K_t = K_g/K_c = \sqrt{Kg}$. On retrouve ainsi les équivalences de renouvellement horaire (Rh) entre l'installation réelle et les maquettes $K_{Rh} = 1/K_t$ (cf. [Tableau 2.4](#)).

La similitude de la puissance de feu au niveau du local entre l'installation réelle et les maquettes est donnée par l'échelle des débits calorifiques $\dot{Q} = K_g^{5/2}$.

Les valeurs de toutes les échelles de similitude utilisées dans cette étude sont notées dans le [Tableau 2.4](#) :

Échelle de similitude	Formule	CERES I	CERES II
Échelle géométrique	$K_g = \frac{l_{caisson}}{l_{reel}}$	0,43	0,22
Échelle cinématique	$K_c = \sqrt{Kg}$	0,66	0,46
Echelle calorifique	$\dot{Q} = K_g^{5/2}$	0,12	0,02
Échelle temporelle	$K_t = K_g/K_c = \sqrt{Kg}$	0,66	0,46
Échelle Rh	$k_{Rh} = 1/K_t$	1,52	2,15

TABLEAU 2.4 – Rapport de similitude entre l'installation réelle et les maquettes.

2.3 Dispositifs expérimentaux CERES I et CERES II

Cette partie du travail de recherche est consacrée à la présentation des dispositifs expérimentaux utilisés pour l'étude d'incendie en milieu confiné mécaniquement ventilé. L'installation **CERES II** réalisé dans le cadre de cette thèse (cf. [Figure 2.3](#)) est munie d'un système de pulvérisation bi-fluide, identique à celui utilisé dans l'étude RICHARD (2001) et détaillé dans la [Section 2.1](#).

Remarque : Le fait que, les deux compartiment (CERES II est CERES I) sont conçus en similitude avec les mêmes matériaux et instrumentations, nous ont amené à décrire les deux installations dans la même section pour éviter la répétition en spécifiant la particularité de chaque caisson.

Les installations expérimentales consistent en deux caissons cubiques d'un volume intérieur de $8m^3$ pour CERES I (cf. [Figure 2.3](#)) et de $1m^3$ pour CERES II (cf. [Figure 2.4](#)), relié chacun à un système de ventilation installées dans les locaux de notre équipe de recherche Caractérisation des feux et des fumées de l'Institut PPRIME et faisant partie d'un ensemble appelé plateforme incendie **PERICLES**. Le matériau utilisé pour la construction des murs est le **Siporex**, un béton cellulaire incombustible qui fournit une isolation naturelle. Afin de diminuer les échanges thermiques avec l'extérieur du caisson, une couche isolante est fixée sur les murs et au plafond, constituée de silicate de calcium (Promatech H). Les deux caissons sont équipés d'une porte isolée thermiquement. Enfin, des hublots transparents caractérisés par une faible dilatation thermique et une bonne résistance aux chocs thermiques ont été installés au milieu de chaque mur dans le but d'avoir une bonne visibilité à l'intérieur du caisson et permettre ainsi de placer une caméra à l'extérieur. Les propriétés physiques de chaque matériau sont définies dans le [Tableau 2.6](#) et les caractéristiques de chaque caisson sont définies dans [Tableau 2.5](#).



FIGURE 2.3 – Photographie de l'installation expérimentale CERES I (LASSUS, 2009).

Caisson	CERES I	CERES II
Volume m^3	8	1
Épaisseur SIPOREX mm	200	100
Épaisseur de Promatech H mm	35	25
Dimension des portes m	$1,9 \times 0,9$	$0,8 \times 0,55$
Dimension des vitres en verre m	$0,16 \times 0,16 \times 0,005$	$0,16 \times 0,16 \times 0,005$
Système de pulvérisation		Buse bi-fluide

TABLEAU 2.5 – Caractéristiques des caissons.

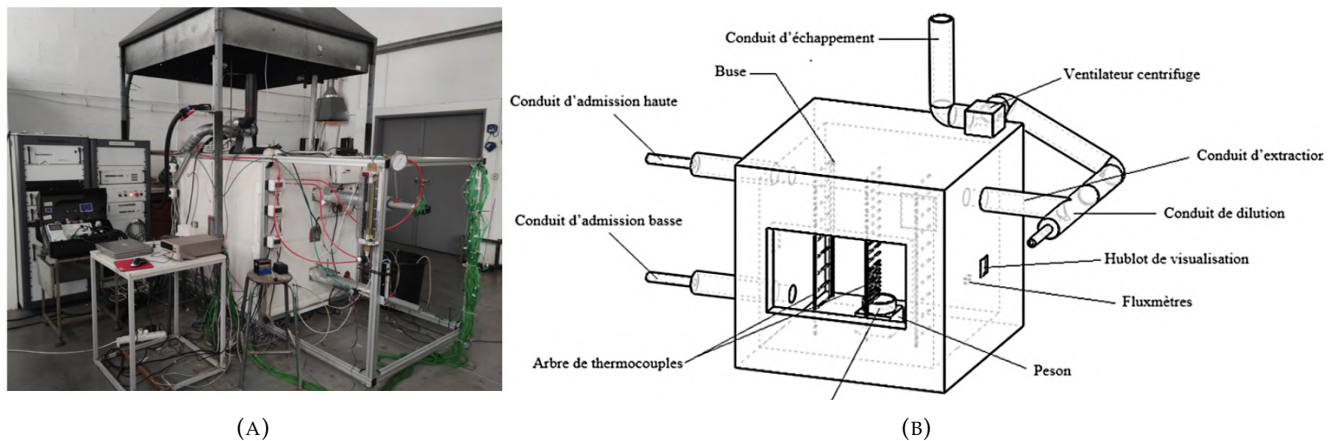


FIGURE 2.4 – Photographie de l'installation expérimentale CERES II.

Propriétés thermiques	Siporex	Promatech H	Verre NEOCERAM	Acier galvanisé
Conductivité thermique $\lambda [W.m^{-1}.K^{-1}]$	0,12	0,175	1,7	46
Capacité calorifique massique $C_p [kJ.kg^{-1}.K^{-1}]$	1	0,92	0,8	0,5
Masse volumique $\rho [kg.m^{-3}]$	400	875	2510	7850

TABLEAU 2.6 – Propriétés physiques des matériaux utilisés dans le caisson.

2.3.1 Système de ventilation

Les deux installations sont équipées d'un système de ventilation constitué d'un circuit d'admission côté gauche en position haute ou basse (arrivée d'air frais), d'un circuit d'extraction côté droit du caisson (extraction des gaz chauds) (cf. Figure 2.3 et Figure 2.4). Les conduits de ventilation sont conçus en acier galvanisé de section carrée pour CERES I et circulaire pour CERES II. Les faces latérales des gaines d'extraction et de dilution sont vitrées avec un verre vitrocéramique transparent NEOCERAM, d'une épaisseur de 4mm pour le caisson CERES I (cf. Tableau 2.7). Le circuit d'extraction est constitué d'une gaine

d'extraction des gaz chauds connectée perpendiculairement à la gaine de dilution. En sortie de cette dernière, un ventilateur de type centrifuge est installé (SYSTEMAIR EURO S7440 qui donne un débit de 0 à $480\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ pour **CERES I** et HCAS 108-2 qui donne un débit de 0 à $180\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ pour **CERES II**) (cf. [Figure 3.2](#)). Un conduit d'échappement est relié à la sortie du ventilateur pour diriger les gaz dilués vers une hotte d'extraction (cf. [Figure 2.8](#)). Des clapets de dosage sont placés en amont des gaines d'admission et de dilution pour pouvoir régler les débits d'entrée d'air et les choix des renouvellements horaires. Une plaque métallique en forme de U a été placée en face de la gaine d'admission en partie basse pour casser le flux d'air frais entrant qui peut perturber la flamme pendant l'essai.

Caisson	CERES I	CERES II
Section des gaines	carrée ($l=0,2\text{ m}$)	circulaire ($D=0,1\text{ m}$)
Ventilateur centrifuge	SYSTEMAIR EURO S754	HCAS 108-2
Position de l'admission basse	0,3 m du sol	0,15 m du sol
Position de l'admission haute	1,7 m du sol	0,7 m du sol
Position de l'extraction	1,7 m du sol	0,7 m du sol

TABLEAU 2.7 – Caractéristiques du système de ventilation pour chaque caisson.

2.3.2 Instrumentation des dispositifs

Le combustible :

Le combustible utilisé dans cette étude est l'heptane, très commun dans la recherche sur la sécurité incendie. Il présente des avantages comme :

- Une utilisation fréquente dans l'étude des incendies ;
- Une température d'ébullition fixe de 98°C inférieure à celle de l'eau, évitant ainsi lors de la brumisation le phénomène de micro-explosion ;
- Très pratique pour déterminer les flux de chaleur rayonnés en surface ou en profondeur dans le combustible (possibilité d'immerger des fluxmètres dans l'eau à l'interface de l'heptane, voir [Figure 2.9](#)).

Ses caractéristiques physiques sont décrites dans le [Tableau 2.8](#).

Propriétés	Heptane
Chaleur de combustion [MJ/kg]	44,6
Chaleur de vaporisation [kJ/kg]	320
Coefficient de conduction [$\text{J}/\text{kg}/\text{K}$]	0,13
Masse volumique [kg/m^3]	684
Température d'ébullition $^\circ\text{C}$	98
Point d'éclair $^\circ\text{C}$	-4

TABLEAU 2.8 – Propriétés physiques de l'heptane.

Le bac de combustible :

Dans le dispositif CERES I, la cuve de combustible est en acier inoxydable avec une profondeur de 10cm et trois diamètres ont été utilisés : D1=23cm, D2=26cm et D3=30cm (cf. Figure 2.9a). Dans le dispositif CERES II, une cuve en acier de 15cm de diamètre et de 6cm de profondeur a été utilisée (cf. Figure 2.9b). Dans chaque cuve, l'eau est versée jusqu'à l'immersion totale des fluxmètres. Ensuite, la cuve est remplie de combustible jusqu'à 1mm en-dessous du bord (éviter les effets de bord de la cuve). La quantité de combustible utilisé est déterminée en fonction de la taille de la cuve selon le rapport $h/D = 11\%$ (h est la hauteur de combustible dans une cuve de diamètre D) pour éviter les effets de bord.

Détermination de la vitesse de combustion :

La consommation de combustible au cours de l'essai a été déterminée grâce à la mesure de perte de masse avec un peson SCAIME placé sous le bac de combustible. Le temps de réponse du peson est de 60ms et l'incertitude des mesures de 5%. Dans le caisson de CERES I, une protection thermique protège le peson de la chaleur pendant les essais. L'ensemble cuve plus peson est placé au centre du local, sur un support métallique de 25cm de hauteur. Le fond de cuve se trouve à 38cm du sol.

Pour le caisson CERES II, le même système de peson est utilisé. Un circuit de refroidissement en eau relié à une pompe a été conçu pour protéger le peson de la chaleur dégagée pendant la combustion Figure 2.5, ce qui perturbait les mesures. Il comprend un tube de section carrée qui forme une cage métallique rectangulaire et on vient fixer le peson par son centre. Une plaque métallique est fixée sur le peson pour assurer la stabilité de la cuve. Enfin, un isolant thermique en fibre de verre vient envelopper tout le système pour assurer une protection optimale. L'allumage du feu se fait avec une résistance chauffante pour CERES II et par un chalumeau à gaz pour CERES I.

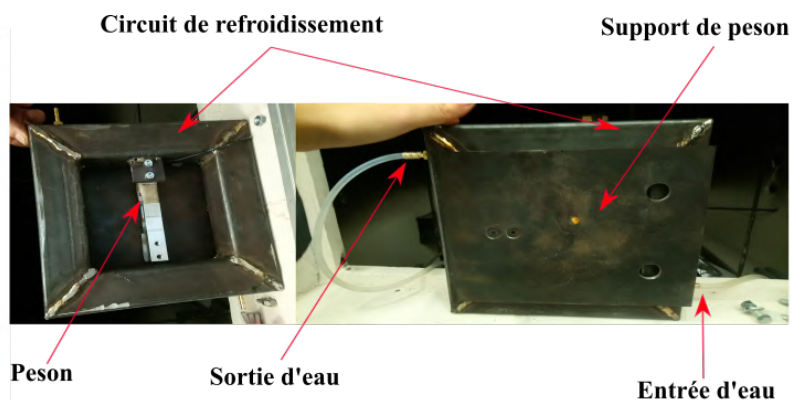


FIGURE 2.5 – Mesure de la vitesse de combustion avec son système de refroidissement dans le caisson de 1 m³ (CERES II).

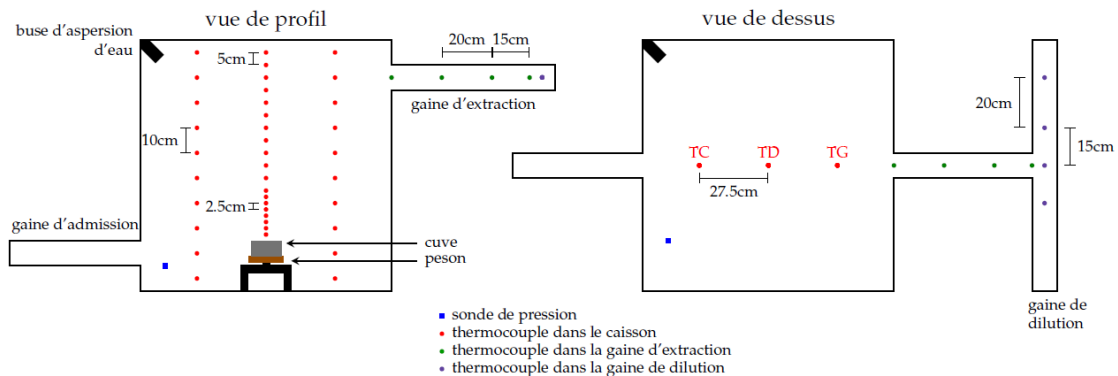


FIGURE 2.6 – Schéma des vues de profil et de dessus du caisson avec la position des thermocouples au sein du dispositif expérimental (CERES II).

Température des gaz :

Des thermocouples de type K (chromel-alumel) de $0,5\text{mm}$ avec une précision de $\pm 1,5^\circ\text{C}$ ont été utilisés pour la mesure de la température des gaz dans les deux installations. Dans le caisson CERES I, trois arbres de thermocouples sont placés à la verticale (cf. Figure 2.6). Le premier axe est placé au centre du caisson (TC), le premier thermocouple étant à 55cm au-dessus du sol. Les deux autres axes verticaux sont placés à 45cm de la paroi gauche (TG) et droite (TD) respectivement. Sur ces axes, les thermocouples sont espacés de 20cm . Dans le caisson CERES II, les thermocouples sont installés sur un système de peigne sur trois arbres. L'arbre appelé TC est positionné au centre du local et comporte 19 thermocouples séparés de 5cm dans la partie des gaz chauds et de $2,5\text{cm}$ proches de la flamme. Les deux arbres appelés TG (côté gauche) et TD (côté droit) sont positionnés à $27,5\text{cm}$ du centre du caisson avec 10 thermocouples sur chaque arbre séparé de 10cm entre eux. Un thermocouple est installé dans la cuve pour mesurer la température du combustible. La température des gaz chauds dans les conduits d'extraction-dilution est mesurée avec 8 thermocouples installés au centre des conduits séparés de 20cm de distance (notée TE). Pour les deux installations, deux thermocouples sont positionnés au niveau des fluxmètres du mur, un dans le mur à 1cm de la surface et un à la surface, afin de déterminer le flux conductif à travers les parois.

Mesure des vitesses :

La mesure de la vitesse dans les conduits d'arrivée d'air frais, notamment le conduit d'admission et de dilution, est assurée par des fils chauds de type KIMO (avec une plage d'utilisation de 0 à 100°C). Un rétrécissement des sections des gaines en amont était nécessaire afin d'avoir une vitesse plus importante et ainsi avoir une meilleure précision des mesures. Il est de 100mm à 43mm pour le caisson CERES II et de 200mm à 80mm pour le caisson CERES I. Dans le conduit d'extraction, un tube de Pitot a été utilisé pour mesurer la vitesse d'écoulement des gaz à cause de leur température très élevée et le milieu

chargé de particules.

Mesure de pression :

La pression dans les deux caissons est mesurée à 10cm du sol, à l'aide d'un capteur transmetteur de pression différentielle de type **CRP201-HO**, fourni par **KIMO**, avec une incertitude de mesure de $\pm 2Pa$.

Mesure de la concentration des gaz :

La mesure de la concentration des gaz dans les deux dispositifs expérimentaux sont assurés par trois analyseurs (**COSMA**, **Environnement SA** et **ECOM**) positionnés à trois emplacements : proche du foyer, entrée du conduit d'extraction et dans le conduit d'échappement des gaz. Dans le dispositif expérimental **CERES I**, les concentrations des gaz au niveau du caisson sont mesurées à l'aide d'un analyseur de gaz **COSMA** équipé d'une sonde de prélèvement positionnée à 30cm du bord de la cuve à la même hauteur que la surface de combustible comme on le voit sur la [Figure 2.8a](#). Dans le dispositif expérimental **CERES II** (cf. [Figure 2.8b](#)), les mesures de concentration des gaz en continu sont réalisées à trois emplacements : proche du foyer à une distance de 15cm du bord du foyer par l'analyseur **COSMA**, au niveau du conduit d'extraction avec l'analyseur **ECOM** et au niveau du conduit d'échappement à l'aide de l'armoire d'analyse **Environnement SA** :

- L'armoire d'analyse de gaz **COSMA** (cf. [Figure 2.7](#)) est utilisée pour la mesure des concentrations de monoxyde de carbone, dioxyde de carbone et oxygène à l'intérieur du caisson. Cette armoire constituée d'un boîtier permettant de chauffer la ligne chauffée à 115 °C pour éviter la condensation des gaz et d'un système de purification des particules de suies. Ce système permet de filtrer les particules de suies en amont du boîtier par un premier filtre, puis deux autres filtrages sont effectués au niveau du boîtier et de l'armoire d'analyse. Les mesures des concentrations en O_2 et CO sont effectuées par mesure infrarouge et celles en CO_2 sont déduites des concentrations en O_2 , pour des gammes de mesure de 0 à 3% pour CO , 0 à 10% pour le CO_2 et 0 à 21% pour celle en O_2 .
- L'analyseur **ECOM J2KN PRO** a l'avantage de mesurer à la fois les concentrations de monoxyde de carbone, dioxyde de carbone, oxygène, l'hydrogène, les hydrocarbures totaux, la température et la vitesse d'écoulement des gaz. La sonde **ECOM** est installée au niveau du conduit d'extraction avec la mesure de la vitesse et la température. Il est composé de deux parties : la base et le boîtier de commande et communiquent entre eux grâce à une liaison radio. Les concentrations sont déterminées grâce à des capteurs électrochimiques à électrolyte solide. Pour chaque composante mesurable du gaz, l'**ECOM J2K** est muni d'un capteur qui réagit de façon sélective à cette composante par une réaction chimique. L'intensité du signal de sortie est proportionnelle à la concentration de gaz (cf. [Figure 2.7](#)).

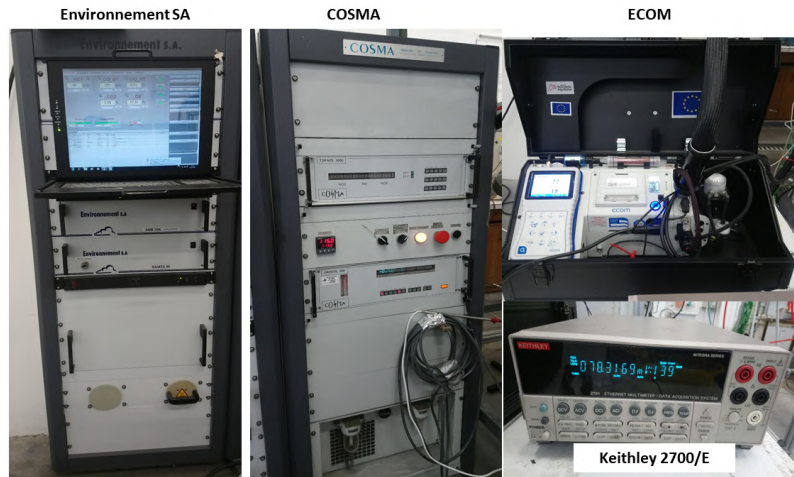


FIGURE 2.7 – Photographies des armoires d’analyse des concentrations des gaz et de la station d’acquisition Keithley 2700/E.

- L’armoire d’analyse **Environnement SA** permet de mesurer les concentrations de l’oxygène, dioxyde de carbone, monoxyde de carbone et les hydrocarbures totaux (cf. Figure 2.7). La sonde est placée au niveau du conduit d’échappement des gaz après la dilution de ces derniers. L’armoire d’analyse est constituée d’une pompe d’échantillonnage à tête chauffée pour pouvoir aspirer les gaz à analyser vers l’armoire et d’une ligne chauffée pour acheminer les gaz vers l’analyseur à une température de 191°C supérieure à leur point de condensation. L’échantillon passe alors dans différents analyseurs, l’analyseur **GRAPHITE 52M** pour les hydrocarbures totaux et le **MIR2M** pour l’oxygène, dioxyde de carbone et monoxyde de carbone. L’analyseur GRAPHITE-52M permet de mesurer en continu des concentrations d’hydrocarbures totaux contenus dans un échantillon de gaz grâce au principe appelé FID (DéTECTEUR à ionisation de flamme). L’analyseur est raccordé à deux sources : une source externe d’un mélange H_2/H_e dans la proportion 40 /60 permettant d’alimenter la flamme d’analyse des gaz et une source d’air appelée Air Zéro qui ne présente aucune trace d’hydrocarbure ou d’humidité pour faire le zéro. Les résultats sont fournis en ppm. L’analyseur MIR-2M utilise le principe de l’absorption dans l’infrarouge pour la mesure en continu des concentrations en O_2 , CO et CO_2 . Les résultats sont donnés en ppm, % ou mg/m^3 .

Système d’aspersion par brouillard d’eau :

Les systèmes d’aspersion utilisés dans l’installation CERES II sont les mêmes que dans le travail de RICHARD (2001) présenté dans Section 2.1. Cela nous donne accès à toutes les données de la caractérisation du brouillard d’eau en terme de diamètres moyens et de vitesses des gouttelettes à condition de respecter les mêmes conditions d’essai, notamment la pression et le débit d’eau ($P_{air} = 1\text{bar}$ et $\dot{m}''_{eau} = 3,5\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$). La connaissance de ces paramètres est très importante pour l’étude numérique. La buse est

fixée dans le coin gauche en face de la porte côté admission à une hauteur de 90cm orientée vers le foyer avec un angle de 35° par rapport à l'axe vertical, voir [Figure 2.6](#). Deux circuits alimentent la buse : le circuit d'eau relié au réseau du laboratoire qui passe par un débitmètre à flotteur à tube en verre (modèle 1350/1355 débit max 6g/s) pour régler le débit à 3,5g/s et un circuit d'air comprimé réglé à une pression de 1 bar par un manomètre pour respecter les mêmes conditions que celles de la caractérisation. Une électrovanne reliée aux deux circuits assure un passage synchronisé des deux fluides vers la buse.

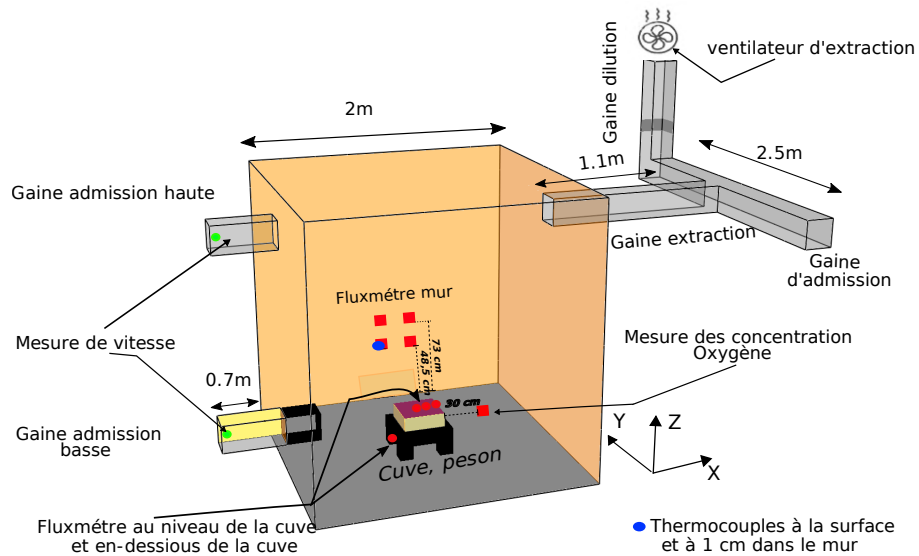
Détermination des flux thermiques :

La mesure des flux thermiques dans les deux installations expérimentales est obtenue grâce à des capteurs **MEDTHERM** permettant de fournir des valeurs dans l'intervalle $0 - 2W.cm^{-2}$. Un système de circulation d'eau assure le refroidissement des fluxmètres. Ces derniers sont équipés d'une fenêtre en fluorure de calcium qui permet de ne mesurer que le flux radiatif et faire abstraction de la composante conductive et convective. La fenêtre utilisée offre une gamme de transmission spectrale comprise entre $0,3\mu m$ et $11,5\mu m$ avec un angle de vue de 150° et une incertitude de mesure de 3%. Les flux radiatifs rayonnés à la surface du combustible sont obtenus grâce à l'installation de trois fluxmètres disposés dans la cuve et immergés dans d'eau, positionnés à 0, 1/3 et 2/3 du rayon de la cuve (cf. [Figure 2.9a](#)), orientés horizontalement. Les valeurs mesurées sont corrigées pour tenir compte de l'influence du bord de la cuve qui masque une partie du champ de vision des fluxmètres. L'incertitude sur la position des fluxmètres dans l'eau est estimée autour de $\pm 0,25mm$. Pour déterminer le flux de chaleur rayonné à la surface du combustible, une méthode originale utilisée par (NASR et al., 2013) et (RICHARD et al., 2002) sera présentée dans la [Section 2.3.3](#)).

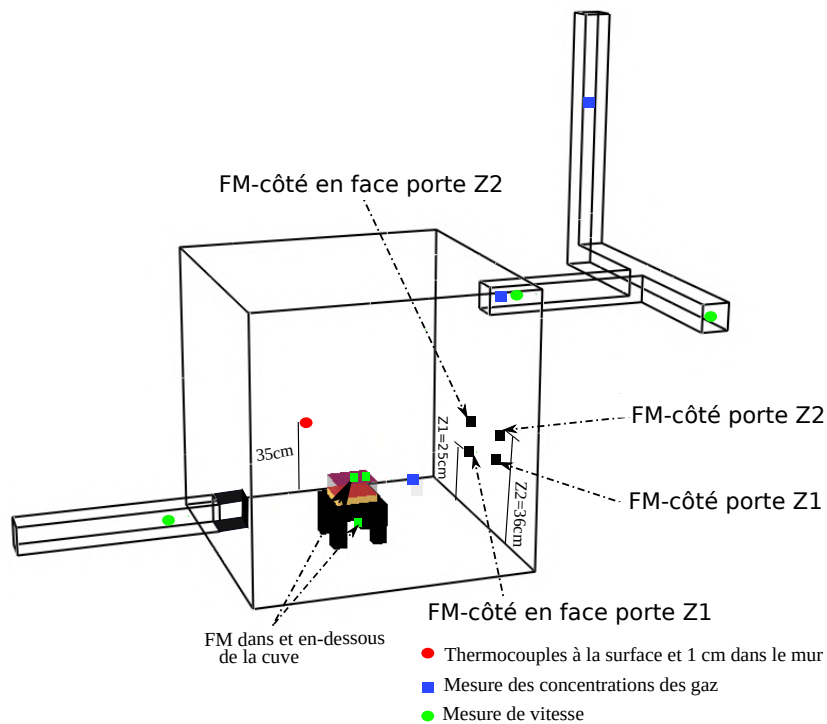
Remarque : Pour la cuve de 15cm utilisée dans les essais avec le dispositif CERES II de $1m^3$, le diamètre restreint de la cuve nous a contraint à ne fixer que deux fluxmètres à l'intérieur de la cuve positionnés à 0 et 2/3 du rayon de la cuve (cf. [Figure 2.9b](#)).

Afin de découpler la mesure des flux rayonnés issus de la flamme de celle des flux de chaleur externes issus des gaz chauds et réfléchis par les parois, un fluxmètre est installé en-dessous de la cuve, dirigé vers le mur de sorte que seul le rayonnement externe soit mesuré (voir [Figure 2.8](#) et [Figure 2.10](#)).

Le flux de chaleur rayonné reçu par les murs des caissons a également été mesuré à l'aide de quatre fluxmètres. Dans le dispositif CERES I, les fluxmètres sont installés sur le mur face à l'entrée, deux sont positionnés à une hauteur de 48,5cm et deux autres à 78cm du sol (cf. [Figure 2.8a](#)) espacés de 0,15m soit 0,075m par rapport à l'axe de la cuve. Dans le dispositif CERES II, les fluxmètres sont installés sur le mur côté extraction (voir [Figure 2.8b](#)) à une hauteur de 0,25m et 0,36m du sol (deux à chaque hauteur), espacés de 0,05m par rapport à l'axe de la cuve.



(A) CERES I



(B) CERES II

FIGURE 2.8 – Schéma de l'instrumentation des installations CERES I (A) et CERES II (B) avec les réseaux de ventilation.

Acquisition des données :

L'enregistrement des différentes mesures effectuées au cours des essais est réalisé avec la station d'acquisition de données Keithley 2700/E, équipée de deux multiplexeurs différentiels de 40 voies. La fréquence d'acquisition est de 10s imposée par le nombre élevé de capteurs permettant une mesure fiable.

2.3.3 Détermination des flux thermiques à la surface du combustible

Les flux de chaleur radiatifs issus des fumées chaudes et des parois du compartiment contribuant à l'évaporation et à la pyrolyse du combustible (ACHERAR et al., 2020). En effet, l'importance du rayonnement de la couche de fumée et des surfaces des murs dépend de la taille du compartiment. Pour déterminer la contribution de chaque flux dans le caisson, initialement, on détermine le flux radiatif net reçu à la surface de la cuve d'heptane.

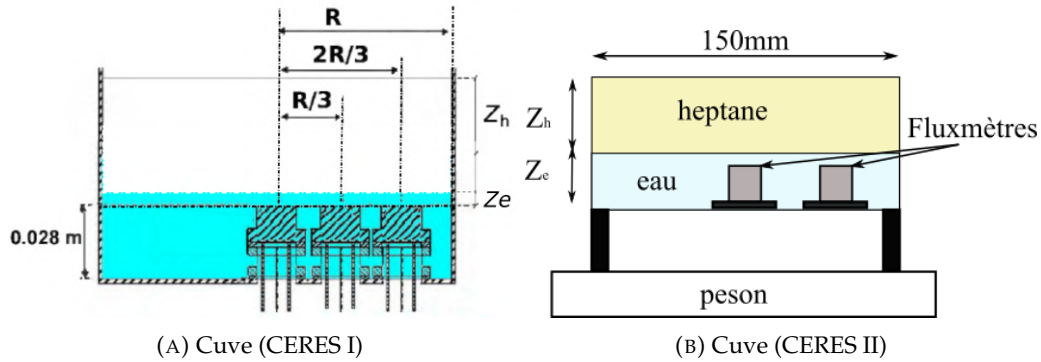


FIGURE 2.9 – Schéma de la cuve avec les fluxmètres (NASR, 2011).

Il convient de noter qu'une mesure directe des flux de chaleur rayonnés à la surface de la nappe d'heptane ne peut pas être effectuée en raison de la régression du niveau d'heptane pendant la combustion et le risque d'ébullition du combustible (phénomène de boilover (GARO et al., 2007)), ce qui nécessite l'utilisation d'eau pour la protection des fluxmètres. Cependant, en connaissant la hauteur initiale de combustible dans la cuve, l'emplacement des fluxmètres et la vitesse de combustion (MLR) instantanée, il est possible de déduire l'atténuation qui prend en compte l'absorption du rayonnement par l'eau et l'heptane entre la surface et la fenêtre du fluxmètre et donc l'évolution instantanée du flux de chaleur rayonné à la surface du combustible. En pratique, les mesures de flux rayonné obtenues par les trois fluxmètres immergés dans l'eau notées \dot{q}''_{mesure} , sont divisées par le coefficient d'atténuation C , comme suit :

$$\dot{q}_{s,r}''(r) = \dot{q}_{mesure}''(r) / C \quad (2.1)$$

avec $C = e^{-\mu_h Z_h} \cdot e^{-\mu_e Z_e}$ le coefficient d'atténuation, qui prend en compte l'absorption du rayonnement par l'eau et l'heptane au-dessus de la fenêtre du fluxmètre, où μ représente le coefficient d'absorption (pour l'eau $\mu_e = 59m^{-1}$ et pour l'heptane $\mu_h = 80m^{-1}$). Z_e et Z_h représentent respectivement selon GARO et al. (2009), RICHARD et al. (2003) et GARO et al. (1999) la profondeur de la couche d'eau (indice e) et de la couche d'heptane (indice h). Z_h est déterminée en fonction du temps à partir de la perte de masse ($Z_h = Z_{h,0} - \frac{m'' \cdot t}{\rho_h}$). Ainsi, ce calcul permet de prendre en compte la perte de rayonnement par absorption à l'intérieur de la cuve à travers les couches d'eau et de combustible au-dessus des fluxmètres.

Le flux thermique radiatif moyen reçu à la surface d'heptane noté $\dot{q}''_{s,r}$ est calculé en intégrant le flux thermique radiatif reçu le long du rayon de la cuve, comme suit :

$$\dot{q}''_{s,r} = 8/D^2 \int_0^{D/2} \dot{q}_{s,r}''(r) r dr \quad (2.2)$$

Le bilan thermique à la surface du combustible liquide dépend de la température à la surface de ce dernier (NASR et al., 2013), le flux thermique total reçu par la surface d'heptane noté \dot{q}''_{total} s'écrit :

$$\dot{q}''_{total} = \dot{m}''_f L_v + \sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.3)$$

où \dot{m}''_f est la perte de masse du combustible par unité de surface S de la cuve, $\sigma(T_s^4 - T_\infty^4)$ est la perte de chaleur par ré-radiation de la surface, L_v est la chaleur de gazéification du combustible. L_v s'exprime en fonction de la chaleur de vaporisation comme suit :

$$L_v = \Delta h_{vap} + C_{pl}(T_s - T_0) \quad (2.4)$$

où C_{pl} est la chaleur spécifique du liquide, T_s est la température d'ébullition du combustible et T_0 est la température ambiante initiale.

Le flux thermique total reçu à la surface du combustible est la somme des flux de chaleur radiatifs reçu à la surface du combustible provenant de la flamme et de rayonnement externe $\dot{q}''_{s,r}$ et des flux convectifs $\dot{q}''_{f,c}$ (ACHERAR et al., 2020),(NASR et al., 2013).

$$\dot{q}''_{total} = \dot{q}''_{f,c} + \dot{q}''_{s,r} \quad (2.5)$$

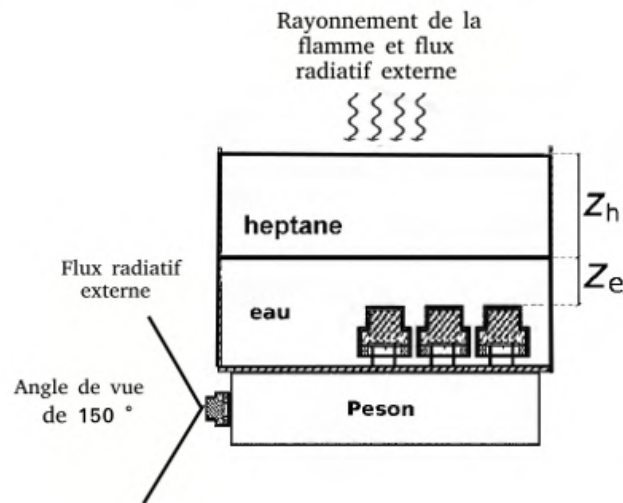


FIGURE 2.10 – Schéma des flux radiatifs à la surface de combustible.

Le flux de chaleur rayonné à la surface du combustible est égal à la somme du flux de chaleur rayonné provenant de la flamme $\dot{q}''_{f,r}$ et du flux de chaleur externe $\dot{q}''_{e,r}$:

$$\dot{q}''_{s,r} = \dot{q}''_{f,r} + \dot{q}''_{e,r} \quad (2.6)$$

Le flux de chaleur externe reçu à la surface du combustible est spécifique aux feux en milieu confiné, il prend en compte le flux rayonné en provenance des gaz chauds et des parois chaudes du local.

Dans un milieu confiné, la connaissance du flux rayonné à la surface du combustible liquide nécessite la mesure des flux de chaleur rayonnés issus de la flamme ainsi que du rayonnement externe provenant des fumées et parois du local (rayonnement externe). Pour découpler la mesure des flux reçus à la surface du combustible, celui issu de la flamme de celui issu des fumées et du mur, un fluxmètre a été positionné sous la cuve de telle sorte que son angle de vue ne couvre pas la zone de la flamme comme sur la [Figure 2.10](#). Cependant, cette mesure ne peut pas être directement liée au rayonnement externe reçu à la surface du combustible car le fluxmètre positionné sous la cuve ne fournit que la mesure d'une partie du rayonnement en provenance des gaz chauds et des surfaces du local. En réalité, le flux de chaleur rayonné mesuré tient compte d'un facteur de vue (F_{ij}) qui tient en compte du flux rayonné qui quitte la surface i et atteint la surface j , ainsi que de la hauteur de l'interface séparant les deux couches du compartiment : une couche qui contient les produits de combustion chauds et la suie, et l'autre couche près de sol qui contient de l'air frais. La [Figure 2.11](#) décrit la distribution des flux de chaleur radiatifs, atteignant à la fois la surface du combustible et le fluxmètre positionné sous la cuve.

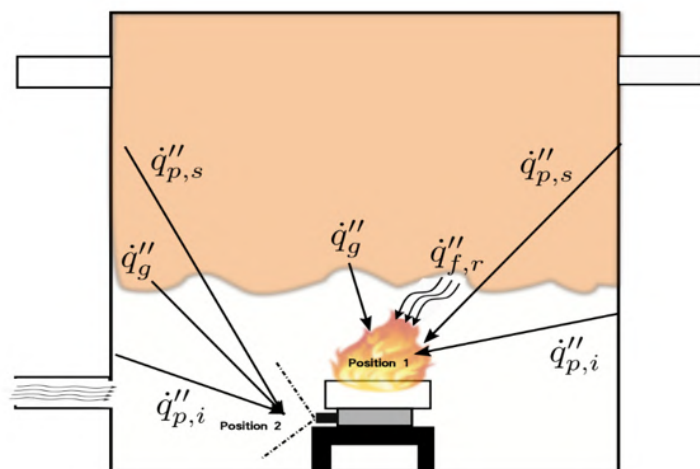


FIGURE 2.11 – Schéma des flux radiatifs à l'intérieur du local confiné.

En d'autres termes, la mesure du fluxmètre sous la cuve ne peut pas être utile pour déterminer le retour de chaleur externe à la surface du combustible, à moins que les effets de l'orientation ne soient pris en compte. Par conséquent, l'étude suivante fournit une approximation valide en régime permanent, qui permet de déterminer les composantes du rayonnement à la surface du combustible indépendamment du facteur de vue (F_{ij}) et/ou de la hauteur d'interface de la couche des fumées dans le compartiment.

Le flux thermique externe $\dot{q}''_{e,r}$ reçu à la surface du combustible prend en compte le

flux radiatif transmis par les gaz chauds et les parois chaudes. Il peut être décrit comme étant égal à la somme des flux radiatifs transmis par les gaz chauds \dot{q}_g'' et du flux de chaleur radiatif provenant des murs du local, décomposé en deux : le flux de chaleur radiatif transmis par la partie inférieure de mur $\dot{q}_{p,i}''$ qui quitte les parois du local et le flux de chaleur radiatif transmis par la partie supérieure des murs $\dot{q}_{p,s}''$ qui quitte les parois, atténué par la flamme et les fumées comme montré sur la [Figure 2.11](#).

$$\dot{q}_{e,r}'' = \dot{q}_g'' + \dot{q}_{p,s}'' + \dot{q}_{p,i}'' \quad (2.7)$$

avec $\dot{q}_g'' = \sigma \epsilon_g (1 - \epsilon_f) F_{1-g} T_g^4$

T_g est la température des gaz, ϵ_f et ϵ_g sont respectivement l'émissivité de la flamme et des gaz. σ est la constante de Stefane-Boltzmann. F_{1-g} est le facteur de vue des gaz chauds et des fluxmètres positionnés dans la cuve (1 représente la position 1 sur la [Figure 2.11](#)).

$$\dot{q}_{p,s}'' = \sigma \epsilon_{p,s} (1 - \epsilon_g) (1 - \epsilon_f) F_{1-p,s} T_{p,s}^4 \quad (2.8)$$

$$\dot{q}_{p,i}'' = \sigma \epsilon_{p,i} (1 - \epsilon_f) F_{1-p,i} T_{p,i}^4 \quad (2.9)$$

avec T_p la température des parois et le terme F_{1-p} le facteur de vue.

La température des parois T_p , qui ne dépasse pas 100°C dans la couche inférieure du local, ne semble pas assez élevée pour émettre un fort flux de chaleur rayonnant vers la surface de liquide comme l'a montré l'expérience (cf. [Figure 5.24](#)). D'autre part, dans la couche supérieure, la forte opacité des gaz chauds, due à une importante production de suie à l'intérieur du local atténue le flux de chaleur radiatif. Par conséquent, les flux de chaleur émis et réfléchis par les parois du local peuvent être négligés. Le flux thermique externe est alors défini comme :

$$\dot{q}_{e,r}'' \approx \dot{q}_g'' \quad (2.10)$$

Le flux radiatif reçu à la surface du combustible $\dot{q}_{s,r}''$ s'écrit :

$$\dot{q}_{s,r}'' = \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' \approx \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_g'' \quad (2.11)$$

Dans la position 2 sur la [Figure 2.11](#), pour découpler la mesure des flux issus de la flamme et le retour de chaleur externe à la surface du combustible, un autre fluxmètre est positionné sous la cuve et dirigé vers la paroi de telle sorte à ne capter que le rayonnement externe. De la même manière que la position 1, le flux de chaleur radiatif en-dessous de la cuve est défini comme (cf. [Figure 2.10](#)) :

$$\dot{q}_{e-d}'' = \dot{q}_g'' + \dot{q}_{p,s}'' + \dot{q}_{p,i}'' \approx \dot{q}_g'' \quad (2.12)$$

avec

$$\dot{q}_g'' = \sigma \varepsilon_g F_{2-g} T_g^4 \quad (2.13)$$

F_{2-g} est le facteur de vue des gaz chauds et du fluxmètre positionné sous la cuve.

Les fluxmètres positionnés au fond de la cuve indiquent, à l'extinction de la flamme à $Z_h = 0 \text{ cm}$ ($\varepsilon_f = 0$), un flux de chaleur radiatif qui correspond au retour de chaleur externe provenant des gaz chauds et des parois du local. On définit un facteur α déterminé à l'extinction du feu qui correspond au rapport de la mesure du rayonnement à la surface du combustible et de la mesure du flux de chaleur rayonné sous la cuve, comme suit :

$$\alpha = \frac{\dot{q}_{s,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} \Big|_{\text{extinction}} = \frac{\dot{q}_{e,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} \Big|_{\text{extinction}} = \frac{\sigma \varepsilon_g F_{1-g} T_g^4}{\sigma \varepsilon_g F_{2-g} T_g^4} \Big|_{\text{extinction}} = \frac{F_{1-g}}{F_{2-g}} \Big|_{\text{extinction}} \quad (2.14)$$

Pendant le régime permanent, on considère que la hauteur de l'interface de la couche de fumée dans le compartiment est constante jusqu'à l'extinction du feu et que le rapport $\frac{F_{1-g}}{F_{2-g}}$ est constant. En considérant que ce facteur reste constant pendant toute la durée de l'incendie, on peut définir le flux de chaleur externe de la manière suivante :

$$\frac{\dot{q}_{e,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} \Big|_t = \frac{\sigma \varepsilon_g (1 - \varepsilon_f) F_{1-g} T_g^4}{\sigma \varepsilon_g F_{2-g} T_g^4} \Big|_t = (1 - \varepsilon_f) \frac{F_{1-g}}{F_{2-g}} \Big|_t = (1 - \varepsilon_f) \alpha \quad (2.15)$$

Cette approximation permet de définir le flux radiatif externe $\dot{q}_{e,r}''$ et le rayonnement de la flamme $\dot{q}_{f,r}''$ reçus à la surface du combustible comme suit :

$$\dot{q}_{e,r}'' = (1 - \varepsilon_f) \alpha \dot{q}_{e-d}'' \quad (2.16)$$

$$\dot{q}_{f,r}'' = \dot{q}_{s,r}'' - (1 - \varepsilon_f) \alpha \dot{q}_{e-d}'' \quad (2.17)$$

Cette méthode nous permet de déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface du combustible liquide, notamment la contribution de chaque terme dans la dynamique de l'incendie dans un compartiment confiné.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté, dans un premier temps, le dispositif expérimental utilisé pour l'étude d'un feu de nappe d'heptane en milieu ouvert soumis ou non à un brouillard d'eau développé dans le cadre de la thèse de (RICHARD, 2001) avec description des moyens de mesure. Les résultats expérimentaux obtenus avec ce dispositif seront utilisés comme base de comparaison dans le [Chapitre 4](#).

Par la suite, les lois de similitudes sont présentées brièvement. Ces lois présentent l'avantage de pouvoir dimensionner une installation à l'échelle réduite à partir d'une installation à l'échelle réelle. Cela permet d'étudier les phénomènes liés à l'incendie à l'échelle de laboratoire et de s'affranchir des essais de grandes dimensions relativement coûteux.

Les caractéristiques des installations expérimentales ont été détaillées en mettant en évidence les propriétés physiques des caissons, les caractéristiques du système de ventilation, les propriétés physiques du combustible utilisé, l'instrumentation des dispositifs étudiés ainsi que l'ensemble des points de mesures et les outils permettant ces mesures. Enfin, la méthode qui a permis de déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface du combustible liquide a aussi été présentée, elle sera utilisée dans les [Chapitre 5](#) et [Chapitre 6](#).

En conclusion, ce chapitre réalise une description globale du dispositif expérimental en illustrant les paramètres qui seront utiles dans la suite de notre étude.

Chapitre 3

Modélisation numérique de l'écoulement réactif

3.1 Introduction

Depuis une cinquantaine d'années, la méthode Computational Fluid Dynamics (CFD) est utilisée comme outil de modélisation et d'analyse des problèmes d'écoulements des fluides, y compris plus récemment dans le domaine de l'incendie et du feu (HURLEY et al., 2015) (MAWHINNEY et BACK, 2016). Le gain d'intérêt croissant pour la simulation des phénomènes de combustion à petite ou à grande échelle par CFD est notamment due à son utilisation par le passé sur un large éventail d'applications qui souvent peuvent être exploitées dans le contexte de la sécurité incendie. De plus, les progrès rapides réalisés dans la compréhension des phénomènes d'incendie et ceux réalisés dans la technologie informatique permettent d'exploiter pleinement les possibilités de la CFD dans ce cadre.

Les modèles déterministes les plus sophistiqués pour la simulation des incendies sont appelés « Modèles à champs » ou « Modèles CFD ». La technique de modélisation CFD est utilisée pour l'analyse de nombreux phénomènes physiques et de disciplines d'ingénierie, généralement basée sur une solution tridimensionnelle complète, dépendante du temps et des lois fondamentales de conservation. Le volume à étudier est donc divisé en un très grand nombre de sous-volumes et les lois de conservation de la masse, d'énergie et de quantité de mouvement sont appliquées à chacun de ces sous-volumes.

Dans le cadre de notre présente recherche, on a fait le choix d'utiliser le code Fire Dynamics Simulator (FDS) qui est un logiciel de modélisation CFD reposant sur la résolution d'un ensemble de phénomènes représentatifs des écoulements réactifs. C'est un code très utilisé au sein de la communauté sécurité incendie. De plus, c'est un code gratuit et ses sources sont librement disponibles depuis 2000.

L'étude de la propagation d'une flamme de diffusion, représentative d'un incendie, requiert la prise en compte simultanée des phénomènes mis en jeu dans la phase gazeuse et dans la phase condensée. Au niveau de la phase gazeuse, c'est la structure de l'écoulement, la géométrie de la flamme, les réactions chimiques et les mécanismes de transport

de masse et de chaleur qui sont pris en compte en priorité. Les régimes laminaires, transitoires et turbulents se présentent souvent simultanément et la présence de décollements et de recirculations divers contribuent aussi à accroître la complexité de la modélisation. Cependant, c'est pourtant la phase condensée qui a tendance à contrôler le processus global à travers les flux de chaleur en direction du combustible condensé. De plus, dans ce type de flamme, la formation des suies joue un rôle fondamental sur le transfert radiatif dans un milieu réactif. Les bases physiques et les principes du modèle de turbulence, de combustion, de formation des suies et de rayonnement sont présentés dans ce chapitre.

3.2 Description de l'outil numérique (FDS)

Le présent travail de recherche s'appuie sur l'utilisation de la version 6 du code FDS. C'est un code CFD tridimensionnel d'écoulement réactif. Il est développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) aux Etats-Unis. Il résout numériquement les équations de Navier-Stokes dans l'approximation d'un faible nombre de Mach ($Ma < 0,3$). Tout au long de son développement, FDS a été mis à jour régulièrement pour mieux rendre compte des phénomènes physiques (CLEMENT et FLEISCHMANN, 2003). La formulation des équations et l'algorithme numérique sont contenus dans le Technical Reference Guide (MCGRATTAN et al., 2013a). La vérification et la validation des modèles sont traitées dans le Verification Guide (MCGRATTAN et al., 2013c) qui permet de s'assurer que l'implémentation numérique du modèle physique est correcte. Généralement, ce guide traite des problèmes physiques simples avec une vérification des principes de la mécanique des fluides comme la conservation de la masse, de l'énergie, des espèces et de la quantité de mouvement. Le Validation Guide (MCGRATTAN et al., 2013b) traite des configurations plus complexes à l'échelle du laboratoire ou à l'échelle d'un incendie réel avec des comparaisons expérimentales.

Comme indiqué plus haut, le code FDS présente de nombreux avantages :

- La gratuité du code permet l'utilisation de FDS par un plus grand nombre de personnes susceptibles d'assurer le développement du domaine de l'ingénierie de la sécurité incendie ;
- La possibilité de placer de nombreux capteurs dans la simulation (température, pression, vitesse, concentration des gaz...) facilite les comparaisons numérique-expérience ;
- La disponibilité des sources et la simplicité d'utilisation avec un éditeur de texte classique ;
- La disponibilité de Smokeview, un logiciel qui permet la visualisation de la géométrie, du développement du feu et des fumées dans le volume ;
- La documentation abondante qui permet d'avoir un support de qualité pour l'utilisateur.

3.2.1 Équations de bilans instantanées

Le système d'équations instantanées régissant l'écoulement réactif peut être écrit sous la forme compacte avec la prise en compte d'interaction avec le brouillard d'eau, comme suit :

- Conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = 0 \quad (3.1)$$

où t est le temps (s) et $\mathbf{u}(u, v, w)$ est le vecteur vitesse à trois composantes (m/s) et ρ la masse volumique (kg.m^{-3}).

- Conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \rho \mathbf{g} + \nabla \cdot \tau + f_b \quad (3.2)$$

où \mathbf{g} est l'accélération de la pesanteur (m.s^{-2}) et τ la composante du tenseur des contraintes de cisaillement ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^2$) s'écrivant :

$$\tau \equiv \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.3)$$

où μ est la viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}$).

Et tout échange de quantité de mouvement avec les particules lagrangiennes est représenté par le terme de force $f_b = \left(\frac{\mu}{K} + \rho \frac{Y}{\sqrt{K}|u|} \right) u$

- Conservation de l'énergie définie par rapport à l'enthalpie

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot \rho h \mathbf{u} = \frac{Dp}{Dt} + \dot{q}_c''' + \nabla \cdot \sum_{i=0}^N h_i \rho D_i \nabla Y_i + \nabla \cdot \lambda \nabla T - \nabla \cdot \mathbf{q}_r + D_{source} \quad (3.4)$$

où D_i est le coefficient de diffusion (m^2/s) de l'espèce, h l'enthalpie massique du mélange (J.kg^{-1}), Y_i la fraction massique de l'espèce, λ la conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}$). Le terme source \dot{q}_c''' est le taux de production de chaleur par unité de volume libéré par la combustion et \mathbf{q}_r le vecteur du flux radiatif.

Avec D_{source} le terme qui rassemble les termes source d'énergie et de masse.

$$D_{source} = \frac{1}{\rho} \sum_a \frac{\bar{W}}{W_a} \dot{m}_{b,a}''' + \frac{1}{\rho C_p T} (\dot{q}_b''' - \sum_a \dot{m}_{b,a}''' \int_{T_0}^T C_{p,a} dT') \quad (3.5)$$

La principale difficulté liée à l'utilisation du système d'équations de Navier-Stokes dans le contexte du feu réside dans son caractère multi-échelles. Lors d'un incendie, le temps caractéristique de propagation d'une onde acoustique est beaucoup plus petit que le temps caractéristique du mouvement du fluide. Les conséquences de cette différence d'échelle sont très restrictives au niveau de la simulation numérique des équations pour simuler un incendie d'une durée de plusieurs minutes. De plus, les dimensions du domaine sont très grandes par rapport à la taille du front de flamme. Dans les cas de simulations d'incendie, le domaine de mesure est de quelques dizaines de mètres alors

que l'épaisseur de flamme est de l'ordre du millimètre. Il faudrait utiliser un maillage à la fois assez fin dans les zones de réaction mais couvrant également tout le domaine étudié, ce qui est impossible avec les capacités informatiques actuelles. En effet, le système d'équations considéré est à la fois raide en temps et raide en espace. Résoudre le système complet des équations de Navier-Stokes nécessite de suivre la propagation des perturbations à des vitesses beaucoup plus élevées que celles typiquement associées aux convections thermiques. Ceci induit un coût en calcul et donc en temps très important.

Les processus de combustion se déroulant lors d'un feu produisent généralement des flammes de diffusion au sein desquelles les vitesses du fluide sont très inférieures à la vitesse référentielle du son. Pour cette raison, les écoulements rencontrés dans ce contexte correspondent à de faibles valeurs du nombre de Mach. Afin de s'affranchir du problème de la raideur en temps qui vient d'être évoqué, une forme approximative du système d'équations de Navier Stokes à l'ordre 0 est utilisée. La méthode généralement employée consiste à ne conserver que certains termes significatifs dans les équations qui s'appuient sur une analyse asymptotique.

D'un point de vue mathématique, la partie hydrodynamique du système obtenu est similaire aux équations de Navier-Stokes régissant les écoulements incompressibles car la masse volumique ne dépend pas de la pression dynamique $\tilde{p}(\mathbf{x}, t)$ et le champ de vitesse satisfait une contrainte de type divergentielle, similaire à la condition usuelle de divergence nulle de l'écoulement incompressible. La méthode numérique employée pour résoudre ce type d'équations provient de la classe des solveurs des écoulements incompressibles. Rappelons tout d'abord que le terme de pression dans l'Équation 3.4 d'énergie peut se réécrire :

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla p \quad (3.6)$$

Lorsque le nombre de Mach est faible, on peut éliminer les ondes acoustiques en appliquant une contrainte de stabilité limitant le pas de temps de calcul aux seuls mouvements convectifs et à la résolution spatiale du maillage sous-jacent. La pression p est décomposée en trois composantes :

$$p(\mathbf{x}, t) = p_0(t) - \rho_\infty g(z - z_0) + \tilde{p}(\mathbf{x}, t) \quad (3.7)$$

où $\mathbf{x} = (x, y, z)$ sont des coordonnées spatiales et z représente la coordonnée verticale. Le premier terme du second membre est la pression ambiante, le second représente la contribution hydrostatique et le troisième est la perturbation de pression. L'équation d'état des gaz parfaits peut alors être approchée par :

$$p_0(t) = \mathcal{R}\rho T \sum_{i=0}^N \frac{Y_i}{W_i} = \frac{\mathcal{R}\rho T}{M} \quad (3.8)$$

où \mathcal{R} est une constante molaire des gaz parfaits ($J.mol^{-1}.K$) et T la température (K).

3.3 Modèles des écoulements turbulents

Dans les incendies, d'un point de vue général, les écoulements turbulents sont caractérisés par une apparence très désordonnée, un comportement non prévisible et l'existence de nombreuses échelles spatiales et temporelles. Des fluctuations du rotationnel de vitesse ainsi qu'une forte diffusivité et une forte dissipation font partie des caractéristiques essentielles de la turbulence. Pour des nombres de Reynolds élevés, l'écoulement est le siège de nombreuses instabilités caractéristiques du régime turbulent. Une conséquence importante de la non linéarité des équations de Navier Stokes est que l'on observe des transferts d'énergie entre grandes et petites structures. La turbulence est alimentée par les grandes structures les plus énergétiques de l'écoulement, dont la taille caractéristique est appelée échelle intégrale. L'énergie injectée au niveau des grandes échelles se transmet alors de proche en proche vers des échelles de plus en plus petites jusqu'à ce que le transfert d'énergie soit limité par la viscosité moléculaire.

Les équations de Navier-Stokes peuvent être résolues numériquement par la simulation directe DNS (Direct Numerical Simulation). Cette méthode n'est en revanche possible que dans les simulations à petite échelle avec une taille de maille très petite, inférieure à celle de l'échelle de la turbulence, ce qui demande un temps de calcul très élevé et n'est donc pas possible pour notre configuration. Par conséquent, la modélisation de la turbulence doit être traitée différemment. La première approche est la méthode RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes). Il s'agit d'une approche où l'écoulement est moyenné sur une période de temps largement plus élevée que son temps caractéristique de fluctuation. Cela revient à considérer une vitesse constante pendant cette période, la méthode ne peut donc pas déterminer les variations de vitesse en fonction du temps. On peut conclure que cette méthode n'est pas appropriée pour évaluer la dynamique de feu. La seconde approche est la méthode LES (Large Eddy Simulation) qui est basée sur le filtrage des échelles de tourbillons. Seules les fluctuations plus grandes que la taille du filtre imposée sont calculées par DNS et les autres sont modélisées avec un modèle de sous-maille. Cette approche est convenable pour les configurations complexes instationnaires où la géométrie influence directement l'écoulement.

Les écoulements rencontrés dans notre étude des incendies en milieu confiné sont à faible nombre de Mach et la turbulence n'y est pas pleinement développée. Par conséquent, une taille de filtre relativement faible est envisageable pour mieux capter les phénomènes. Pour ces raisons, l'approche LES est choisie pour la modélisation de la turbulence dans cette étude.

FDS propose plusieurs modèles de turbulence pour la résolution en sous-maille, donc en-dessous de la taille du filtre, comme le modèle de la constante de Smagorinsky, le modèle dynamique de Smagorinsky, le modèle de Vreman, le modèle de Normalisation de groupe noté (RNG) et enfin le modèle Deardorff. Dans FDS 6, le modèle de viscosité

turbulente de Deardorff est le modèle par défaut, selon le guide de référence technique (MCGRATTAN et al., 2013a). Ce choix repose sur une comparaison avec une grande variété d'expérience à l'échelle réelle. Le principe du modèle de Deardorff consiste à modéliser la viscosité turbulente v_t en fonction de l'énergie cinétique de la sous-maille k_{sgs} :

$$v_t = C_v \Delta \sqrt{k_{sgs}} \text{ avec } k_{sgs} = \frac{1}{2} \left((\bar{u} - \tilde{u})^2 + (\bar{v} - \tilde{v})^2 + (\bar{w} - \tilde{w})^2 \right) \quad (3.9)$$

où \bar{u} est la valeur moyenne de u au centre d'une cellule (correspondant à la vitesse filtrée de LES pour une taille de maille Δ) et \tilde{u} est une moyenne pondérée de \bar{u} des cellules. De même pour \tilde{v} et \tilde{w} . La constante du modèle $C_v = 0,1$ est donné par (POPE, 2000).

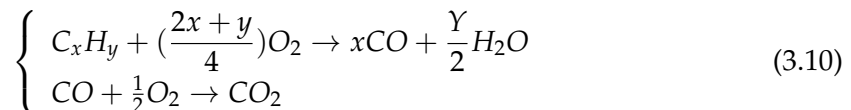
3.4 Modélisation de la combustion

La combustion est un phénomène d'oxydation mettant généralement en jeu un grand nombre de réactions chimiques irréversibles. Cet ensemble de réactions induit la plupart du temps un fort dégagement de chaleur qui correspond au gain d'énergie résultant à la fois des ruptures des liaisons entre les molécules du combustible et de la création de nouvelles molécules chimiquement plus stables. Ce dégagement de chaleur est localisé dans une région très mince de l'espace appelé flamme. La flamme est un milieu gazeux où se produisent des réactions chimiques, des phénomènes de diffusion d'espèces chimiques ainsi que des émissions lumineuses. Le taux de réaction global entre combustible et comburant est une grandeur physique qui varie de façon très brusque dans l'espace. Elle est de plus fortement non linéaire en fonction de la température. L'épaisseur de la zone de réaction est de l'ordre du millimètre pour les situations courantes. Ceci conduit à des gradients thermiques très importants et donc à de fortes variations de masse volumique. Il s'ensuit naturellement de forts transferts de masse et de chaleur.

FDS propose deux modèles de combustion : le modèle par défaut est appelé modèle cinétique qui repose sur l'hypothèse d'une cinétique chimique irréversible et infiniment rapide de la réaction du combustible et de l'oxygène qui est contrôlée uniquement par le mélange. Le second modèle est basé sur une chimie à cinétique finie qui nécessite une résolution fine du maillage pour modéliser directement la diffusion des espèces chimiques, ce qui est coûteux en calculs.

3.4.1 Approche de type Arrhenius

En prenant le cas d'un combustible C_xH_y (voir [Équation 3.10](#)), l'oxydation du combustible primitif est une chimie rapide tandis que la réaction réversible du monoxyde de carbone est à vitesse finie avec les paramètres d'Arrhenius modifiés par ANDERSEN et al. (2009).



Pour les écoulements chimiquement réactifs où la combustion se produit en phase gazeuse, nous sommes amenés à poser un système d'équations différentielles traduisant la conservation de chaque espèce chimique :

$$\frac{\partial \rho Y_i}{\partial t} + \nabla \cdot Y_i \mathbf{u} = \nabla \cdot \rho D_i \nabla \cdot Y_i + \dot{W}_i'' \quad (3.11)$$

Le taux de réaction chimique \dot{W}_i'' pour une réaction globale est régi par les lois d'Arrhenius associées à la fraction massique du combustible, celle de l'oxygène et de la température des réactifs :

$$\dot{W}_i'' = \frac{d[\rho Y_i]}{dt} = -A\rho [Y_i]^a [Y_o]^b e^{-E/RT} \quad (3.12)$$

où a , b et A sont des constantes et E l'énergie d'activation de la réaction chimique ($J.mol^{-1}$).

L'interaction de la turbulence avec les phénomènes de combustion permet d'atteindre des intensités volumiques de dégagement de chaleur nettement plus élevées qu'en régime laminaire. Les études menées sur l'interaction entre flamme de prémélange et turbulence ont donné lieu à une classification des régimes de flamme turbulente. Les mécanismes chimiques qui contrôlent le dégagement de chaleur d'une flamme de diffusion sont très complexes. La flamme turbulente à haut nombre de Damköhler est habituellement représentée comme une mince zone de réaction convectée et déformée par l'écoulement. Il est donc en pratique nécessaire de considérer de fortes hypothèses simplificatrices. L'hypothèse de chimie infiniment rapide postule un temps chimique nul, et donc un nombre de Damköhler infini. L'étude de ce type de flamme se heurte donc en premier lieu à un problème de mélange. Dans le cadre de l'hypothèse de grand nombre de Damköhler, il est ainsi possible de décrire les flammes turbulentes en s'appuyant sur une approche d'EDC (Eddy Dissipation Concept). On parle de chimie rapide lorsque la combustion est contrôlée par la turbulence et l'hypothèse du régime de combustion distribuée est alors adoptée. Ce modèle se ramène à la résolution des équations différentielles instantanées de la conservation des espèces chimiques avec un taux de réaction à l'échelle du temps d'un mélange τ_{mix} sous la forme :

$$\dot{W}_F'' = -\rho \frac{\min\left(\tilde{Y}_F, \frac{\tilde{Y}_o}{\nu}\right)}{\tau_{mix}} \quad (3.13)$$

où ν est le coefficient stœchiométrique. Dans ce modèle, on suppose que la réaction de combustion se produit et s'entretient grâce à la mise en contact des gaz frais et des gaz brûlés à la fréquence du mélange turbulent. L'interaction entre la combustion et la turbulence est prise en compte par la vitesse de consommation du combustible qui est considérée comme la plus lente des vitesses entre la dissipation turbulente τ_{diss} et la réaction chimique τ_{chem} :

$$\tau_{mix} = \max(\tau_{chem}, \tau_{diss}) \quad (3.14)$$

Pour une approche de type LES, le temps de la dissipation turbulente peut être déterminé à partir de la longueur de filtrage et l'énergie cinétique de sous-maille :

$$\tau_{diss} = \frac{C_{EDC}\Delta}{\sqrt{(2/3)k_{sgs}}} \quad (3.15)$$

On est alors ramené à la résolution des équations différentielles de la conservation d'énergie cinétique de sous-maille sous la forme :

$$\bar{\rho} \frac{Dk_{sgs}}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}\delta_{ij} + \tau_{ij}) \tilde{u}_i = \bar{\rho} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} + \varepsilon + \bar{\rho}g_i\tilde{u}_i \quad (3.16)$$

La dissipation de l'énergie cinétique turbulente peut être déterminée à partir du champ de vitesses filtré selon :

$$\varepsilon \equiv -2\mu \left(S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{1}{3} (\nabla \cdot \tilde{u})^2 \right) \quad (3.17)$$

Pour le moment, ce type d'approche parvient seulement à retrouver des ordres de grandeurs que les résultats des expériences des feux à l'échelle réelle. La difficulté est toujours liée à la non connaissance des effets de sous-maille sur la cinétique chimique du gaz réactif lorsque la taille du maillage utilisée pour les feux à très grande échelle est importante.

3.5 Modélisation de l'aspersion

L'aspersion par brouillard d'eau dans FDS est modélisée à l'aide de la méthode eulérienne-lagrangienne qui permet de suivre les particules (gouttelettes d'eau) individuellement et d'enregistrer leurs caractéristiques (position, taille et température) au cours de leur déplacement. Initialement, pour définir une aspersion, il faut d'abord définir un point d'injection et attribuer à chaque gouttelette un diamètre, une probabilité d'occurrence, une vitesse, une trajectoire et une température. Ensuite, chaque gouttelette est transportée et mise en équilibre avec le milieu pour chaque pas de temps. A ce moment, le modèle d'évaporation évalue la perte de masse de chaque gouttelette. Enfin, un bilan d'énergie est appliqué sur chacune des gouttelettes dans le but de déterminer sa température pour la transmettre à la phase gazeuse du pas de temps suivant.

La modélisation des mécanismes physico-chimiques dans un milieu diphasique exige le développement de modèles physiques fiables et de simulations numériques validées. Pour l'instant, la démarche consiste tout d'abord à obtenir des équations instantanées et celles de l'interface en écrivant les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour un volume de contrôle. En termes de grandeurs apparentes, les équations d'évolution de la phase gazeuse et de la phase dispersée ne sont couplées que par les termes de second membre. On peut alors parfaitement découper le système initial en deux sous systèmes. Pour la phase gazeuse, on retrouve les équations

de Navier-Stokes qui ne présentent pas de problème particulier pour leur résolution. Pour la phase dispersée, on obtient un système d'équations lagrangiennes. Le schéma numérique de Runge-Kutta est utilisé pour résoudre les équations de la phase dispersée et les équations de Navier-Stokes.

Les tailles des gouttelettes sont définies au point d'injection à l'aide d'une fonction hybride de distribution cumulée en volume (CVF) pour spray liquide appelé distributions Log-normal/Rosin-Rammler (YU, 1986) (MCGRATTAN et al., 2013a) :

$$F(d) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^D \frac{1}{\delta_{ln} d'} \exp\left(-\frac{\ln\left(\frac{D'}{D_{0,5}}\right)^2}{2\delta_{ln}^2}\right) dd' & \text{si } D \leq D_{0,5} \\ 1 - \exp\left(-0,693 \left(\frac{D'}{D_{0,5}}\right)^{\delta_{rr}}\right) & \text{si } D > D_{0,5} \end{cases} \quad (3.18)$$

où $D_{0,5}$ est le diamètre volumique médian des gouttelettes. Les paramètres de distributions δ_{rr} et δ_{ln} sont des constantes empiriques respectivement égales à 2,4 et 0,48.

La fonction de distribution en nombre f (CNF) est déterminée à partir de la fonction de distribution cumulative en volume (CVF) de la manière suivante :

$$f(d) = \frac{F'(d)}{D^3} / \int_0^\infty \frac{F'(D')}{D'^3} dD' \quad (3.19)$$

Dans la simulation d'un spray, seulement une partie des gouttelettes N est prise en compte pour représenter le spray de manière statistique. Un coefficient C_{cor} est défini pour corriger le masse des gouttelettes simulées par rapport à celles réellement pulvérisées :

$$m_p = C_{cor} \sum_{i=1}^N \frac{4}{3} \pi \rho_p \left(\frac{D_i}{2}\right)^3 \quad \text{avec } m_p \text{ masse réelle des particules} \quad (3.20)$$

Dans la quasi totalité des écoulements diphasiques étudiés, l'écoulement autour des particules est complexe, tourbillonnaire voire turbulent. De plus, les distances interparticulaires peuvent être réduites, ce qui suppose des effets de sillage importants et des déviations transversales des lignes de courant. La méthode numérique employée est lagrangienne avec un suivi des particules indépendant des autres particules. L'écoulement de la phase dispersée peut s'exprimer à partir de la trajectoire des gouttelettes. Le mouvement des gouttelettes du point d'injection jusqu'à leur disparition est régi par l'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{d}{dt} (m_p u_p) = m_p g - \frac{1}{2} \rho_g C_f \pi r_p^2 (u_p - u_g) \|u_p - u_g\| \quad (3.21)$$

Dans FDS, deux corrélations sont utilisées pour déterminer le coefficient de traînée C_f en fonction du nombre de Reynolds local \mathcal{R}_{e_p} :

$$C_f = \begin{cases} 24/\mathcal{R}_{ep} & \text{si } \mathcal{R}_{ep} < 1 \\ \frac{24(1 - 0,15\mathcal{R}_p^{0,687})}{\mathcal{R}_{ep}} & \text{si } 1 < \mathcal{R}_{ep} < 1000 \\ 0,44 & \text{si } \mathcal{R}_{ep} > 1000 \end{cases} \quad (3.22)$$

La force de traînée est due aux contraintes à l'interface de deux milieux. Pour une particule solide ou liquide dans un gaz, cette force est égale à la somme des tensions visqueuses du gaz à l'interface.

Le gaz et les particules évoluent dans un volume et les transferts entre les phases ont lieu par les interfaces séparant le gaz des particules, c'est-à-dire par la surface des particules. La viscosité du gaz est donc responsable de l'entraînement des particules, tandis que l'échauffement des particules se fait par convection forcée. La variation de la température homogène dans une gouttelette d'eau est due généralement aux transferts de chaleur par évaporation, convection (soit en phase gazeuse avec une autre gouttelette voisine et/ou avec un solide en contact avec la goutte) et rayonnement incident à la gouttelette. L'équilibre thermique de chaque particule (gouttelette) avec le milieu est défini comme :

$$m_p C_{p,p} \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{vap} + A_p h_{p,g} (T_g - T_p) + A_p h_{p,s} (T_s - T_p) + \dot{Q}_r \quad (3.23)$$

Avec $C_{p,p}$ la capacité calorifique de la gouttelette d'eau et A_p la surface de la gouttelette. Lorsque la gouttelette d'eau est en contact avec une paroi, donc une maille solide, alors sa surface d'échange avec la paroi et le milieu gazeux s'exprime comme le rapport entre son volume et une épaisseur de film notée FTh . Cette dernière est égale au rapport entre le volume total de gouttelettes sur la maille et la surface de cette dernière.

Le terme \dot{Q}_{vap} représente le modèle d'évaporation des gouttelettes associé à chaque pas de temps :

$$\dot{Q}_{vap} = \frac{dm_p}{dt} L_v = -A_p h_m \rho_g (Y_p - Y_s) L_v \quad (3.24)$$

où h_m est le coefficient de transfert de masse calculé avec les relations empiriques extraites de SAZHIN (2006).

La fraction massique de vapeur d'eau dans l'air humide Y_g est déduite de la conservation de la masse de la phase gazeuse et la fraction massique de vapeur d'eau à l'équilibre Y_p est donnée par l'équation de Clausius Clapeyron :

$$Y_p = \frac{X_p}{X_p \left(1 - \frac{M_g}{M_i}\right) + \frac{M_g}{M_i}}; X_p = \exp \left[\frac{L_v M_p}{R} \left(\frac{1}{T_{p,vap}} - \frac{1}{T_p} \right) \right] \quad (3.25)$$

Le coefficient de transfert thermique convectif $h_{p,g}$ (le coefficient équivalent $h_{p,s} = 300 W.m^{-2}.K^{-1}$) entre la phase gazeuse et la gouttelette est calculé avec le nombre de Nusselt N_n :

$$h_{p,g} = \frac{Nu \Lambda_g}{L}; N_n = \begin{cases} 2 + 0,6 R_e^{1/2} P_r^{1/3} \\ 0,037 R_e^{4/5} P_r^{1/3} \end{cases} \text{ si la goutte d'eau est en contact avec une paroi} \quad (3.26)$$

avec P_r le nombre de Prandtl supposé égal à 0,7 et Λ_g est la conductivité thermique de l'air.

Dans le cas où la gouttelette est chauffée ou refroidie en partie par la surface solide et l'autre partie est chauffée ou refroidie par le gaz, le gradient de température correspond à celui de la maille qui, soit contient la gouttelette, soit est adjacente au solide en contact avec la gouttelette.

Dans le code FDS, le modèle représentant le refroidissement du combustible par gouttelettes d'eau est un modèle semi-empirique basé sur les travaux de YU (1986). Les auteurs écrivent un bilan d'énergie à la surface du combustible subissant une réaction de pyrolyse. Ils observent une décroissance exponentielle de HRR avec l'activation de l'aspersion. Le débit de pyrolyse surfacique local s'écrit donc :

$$\dot{m}_f''(t) = \dot{m}_{f,0}''(t) \exp\left(-\int k(t) dt\right) \quad (3.27)$$

où $\dot{m}_{f,0}''(t)$ est le débit de pyrolyse surfacique au moment du déclenchement de l'aspersion et $k(t)$ une section linéaire de la masse locale d'eau par unité de surface $\dot{m}_{p/f}''$ exprimé en $kg.m^{-2}$:

$$k(t) = a \dot{m}_{p/f}'' \quad (3.28)$$

où a est une constante empirique.

Toutefois, l'approche basée sur le débit de pyrolyse et l'aspersion globale n'est pas appropriée car la réduction du HRR est modélisée localement dans FDS. Néanmoins, la tendance exponentielle de l'aspersion par l'eau est observée à la fois globalement et localement (HAMINS et MCGRATTAN, 1999) (HAMINS et MCGRATTAN, 2003).

3.5.1 Modèle d'extinction du feu en milieu gazeux due au manque d'oxygène

Une flamme de diffusion immergée dans un milieu très sous-ventilé s'éteint avant de consommer tout l'oxygène disponible dans ce dernier. L'exemple le plus parlant de ce phénomène est la bougie allumée à l'intérieur d'un bocal inversé. Le code FDS a repris le même concept pour déterminer les conditions dans lesquelles la concentration locale en oxygène ne sera plus suffisante pour maintenir une flamme de diffusion. En considérant un mélange combustible caractérisé par une température globale T_m , une masse m , une chaleur spécifique \bar{C}_p et une fraction massique d'oxygène Y_{O_2} , la combustion complète de l'oxygène avec le mélange combustible libérerait une quantité d'énergie déterminée par la relation :

$$Q = mY_{O_2} \left(\frac{\Delta H}{r_{O_2}} \right) \quad (3.29)$$

où $\left(\frac{\Delta H}{r_{O_2}} \right)$ est une valeur relativement constante d'environ 13100 kJ/kg pour la plupart des combustibles (HUGGETT, 1980). L'énergie libérée par la combustion de l'oxygène avec un mélange gazeux combustible, dans les conditions adiabatiques, provoque une augmentation de la température des gaz à une valeur donnée par l'Équation 3.30 en supposant que les produits de combustion ont une chaleur spécifique moyenne calculée pour une température de 1000°C.

$$\bar{C}_p = \frac{1}{(T_f - T_m)} \sum_a \int_{T_m}^{T_f} C_{p,a}(T) dT \quad (3.30)$$

La concentration critique d'oxygène sera déterminée par la relation suivante :

$$Y_{O_2,cr} = \frac{\bar{C}(T_f - T_m)}{\Delta H / r_{O_2}} \quad (3.31)$$

La combustion est interrompue si $Y_{O_2} < Y_{O_2,cr}$.

3.6 Modélisation du rayonnement

Dans la nature, tout corps émet un rayonnement dans un spectre d'émission différent selon le matériau et sa température. Ce rayonnement peut être diffusé, absorbé et/ou émis et interfère tout au long de sa propagation avec d'autres milieux environnants. Dans le cas d'un milieu semi-transparent par exemple, l'intensité radiative de l'onde électromagnétique peut être en partie atténuée par absorption et diffusion mais également renforcée par l'émission propre du milieu et par diffusion d'un autre milieu. L'équation de transport radiatif (ETR) pour un milieu absorbant, émetteur et diffusant est la suivante :

$$\begin{aligned} \frac{dL_\lambda(s, \vec{\Omega})}{ds} &= \vec{\Omega} \cdot \nabla L_\lambda(s, \vec{\Omega}) \\ &= - \left[\underbrace{k_\lambda(s, \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega})}_{\text{perte par absorption}} + \underbrace{\sigma_\lambda(s, \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega})}_{\text{perte par diffusion}} \right] \\ &\quad + \underbrace{B_\lambda(T(s), \vec{\Omega})}_{\text{émission propre}} + \underbrace{\frac{\sigma_\lambda(s, \vec{\Omega})}{4\pi} \int_{4\pi} P_\lambda(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega'}_{\text{renforcement par diffusions}} \end{aligned} \quad (3.32)$$

où L_λ est l'intensité du rayonnement à la longueur d'onde λ , $\vec{\Omega}$ est le vecteur directionnel de l'intensité, $k_\lambda(s, \vec{\Omega})$ et $\sigma_\lambda(s, \vec{\Omega})$ sont respectivement les coefficients d'absorption et de diffusion locaux. $B_\lambda(T(s), \vec{\Omega})$ est le terme source d'émission qui décrit la quantité de chaleur émise par le mélange local des gaz, des particules de suies et/ou des gouttelettes d'eau. $P_\lambda(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega})$ est la fonction de phase en tant que probabilité pour qu'un rayonnement provenant de $\vec{\Omega}'$ soit diffusé dans la direction $\vec{\Omega}$.

La résolution de cette ETR s'appuie sur une discrétisation spatiale et angulaire car elle fait intervenir une dérivation spatiale et une intégration angulaire sur l'angle solide total. En théorie, la dépendance spectrale de la luminance implique qu'à chaque λ correspond une ETR. Dans la simulation pratique de FDS, une ETR ne peut pas être résolue pour chaque longueur d'onde car on est limité par la puissance des stations de calcul. Les interactions lumière-matière entre les fumées issues de la combustion et le rayonnement thermique ne peuvent être négligées car elles perturbent significativement les échanges radiatifs. Lorsque la luminance énergétique traverse un élément d'une certaine épaisseur, la luminance monochromatique voit son intensité décroître par absorption. La dépendance spectrale de la luminance énergétique est régie par le coefficient d'absorption $k(x, \lambda)$ dans l'équation. A chaque valeur de la longueur d'onde correspond théoriquement une équation de transfert radiatif à résoudre. Afin de limiter le nombre d'équations à résoudre, il faut que la discrétisation du spectre électromagnétique conduise à un petit nombre de bandes spectrales pour lesquelles une forme discrète de l'équation est résolue. Certaines molécules de gaz, ainsi que les particules de suie constituant les fumées, sont susceptibles de voir leur niveau d'énergie augmenter par absorption d'une partie du rayonnement incident. Les quantités d'énergie, pouvant être acquises ou restituées de la sorte, dépendent de la structure même des molécules et particules concernées et prennent des valeurs discrètes.

Au lieu de cela, le spectre électromagnétique est divisé en nombre faible de bandes spectrales de façon à avoir une fonction discrète de l'ETR pour chaque bande telle que :

$$L(s, \vec{\Omega}) = \sum_{n=1}^N L_{n\lambda}(s, \vec{\Omega}).$$

On utilise la méthode des ordonnées discrètes, parfois coûteuse en temps de calcul, pour la résolution de l'équation de transfert radiatif dans les milieux semi-transparents fluides. On obtient ainsi la souplesse d'usage des volumes finis pour les calculs de flux radiatifs tout en préservant une bonne précision.

La modélisation du rayonnement thermique présente certaines limitations qu'il faut souligner ici. Etant donné la simplicité avec laquelle la chimie est traitée par le modèle de type EDC, le manque de précision dans la prédiction de la composition du mélange induit une incertitude sur la valeur du coefficient d'absorption du milieu. De plus, les fluctuations de température au niveau de la maille ne sont pas explicitement prises en compte.

3.7 Modèle de la formation de suies

Le rayonnement émis par une flamme dépend fortement de la production de suies. Dans les conditions idéales, la combustion des hydrocarbures produit principalement du dioxyde de carbone et de l'eau. Les conditions idéales peuvent être spécifiées par la composition stœchiométrique du mélange combustible et dans ces conditions, l'énergie

chimique libérée est maximale. En revanche, si l'oxygène présent localement n'est pas suffisant, des produits de combustion incomplète tels que le monoxyde de carbone, l'hydrogène, les hydrocarbures et la suie apparaissent.

Il est évident que la formation de suie, c'est-à-dire la transformation d'une molécule d'hydrocarbure contenant quelques atomes de carbone en un agglomérat carboné contenant quelques millions d'atomes de carbone, est un processus extrêmement complexe. La suie se forme généralement sous forme de particules d'un diamètre de l'ordre de plusieurs nanomètres par un processus appelé nucléation. Ces particules subissent ensuite une croissance en surface. L'un des mécanismes les plus importants attribués à la croissance de la surface de suie est le mécanisme Hydrogen Abstraction - Carbon Addition (HACA) introduit par FRENKLACH et WANG (1990) où les atomes d'hydrogène qui frappent la surface de la suie activent l'addition d'acétylène, augmentant ainsi la masse des particules de suie. Les suies formées par ce processus seront oxydées en dioxyde de carbone et en eau en passant par la flamme, sauf si la température et/ou la concentration en oxygène n'est pas suffisante.

Les suies grossissent par condensation surfacique et s'agglomèrent par coagulation pour former des particules de suies plus grosses et quittent la flamme pour constituer les fumées. Une fois que la taille des particules de suies atteint une longueur d'onde du domaine visible (0,3-0,7 μm), elles peuvent absorber et/ou réfléchir la lumière avec une réduction de visibilité. La modélisation de tous les mécanismes qui contrôlent la formation des suies est une tâche très compliquée qui demande un temps et un coût de calcul très élevé. Pour un feu de grande échelle, étant donné la simplicité avec laquelle une cinétique chimique réduite est traitée par le modèle d'EDC, le manque de prédiction des espèces chimiques intermédiaires indiquées au-dessus ne permet pas de considérer les mécanismes complexes de la formation de suie.

Le modèle de formation de suie par défaut dans FDS 6 est un modèle simple de conversion de la suie via le taux de réaction chimique du combustible $\dot{\omega}_s$:

$$\dot{\omega}_s = -\nu_s \dot{\omega}_F \quad (3.33)$$

ν_s est le coefficient stœchiométrique qui est dérivé de la fraction massique du combustible convertie en suie par la relation suivante :

$$\nu_s = \frac{W_F}{W_s} Y_s \quad (3.34)$$

où W_F et W_s sont respectivement la masse molaire du combustible ($C_x H_y$) et de la suie.

Les coefficients stœchiométriques (ν_{O_2} , ν_{CO} , ν_{H_2}) dans le mécanisme de réaction sont également déterminés à partir de la réaction chimique de combustion. Les valeurs de la fraction massique de suie Y_s sont généralement constantes pour les feux bien ventilés. En revanche, dans le cas des feux sous-ventilés en milieu confiné, la valeur de la fraction

massique de suie varie en fonction du niveau de confinement et de la richesse dans le local. Cette difficulté à déterminer la fraction massique de suie en milieu confiné nous a motivé à développer le modèle de Smoke Point.

Modèle Smoke Point

La complexité du système d'équations à résoudre nous conduit à retenir l'approche simplifiée du modèle semi-empirique de Smoke Point (DELICHATSIOS, 1994) qui tient compte uniquement de la fraction de mélange pour le processus de nucléation sous la forme de lois d'Arrhenius en fonction de la température. Ce modèle est basé sur le principe que le long d'une flamme non pré-mélangée, deux régions distinctes subissent des processus de suie différents : formation et oxydation (YAO et al., 2011). Dans la première région, la suie commence à se former avec le mécanisme de HAP (Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques) à une fraction de mélange critique autrement appelée naissante Z_c . A la fin de la deuxième région, il existe une fraction de mélange Z_{so} où la formation de suie se termine et l'oxydation de suie commence. La limite entre la région de formation de suie et la région d'oxydation de suie est définie par les fractions de mélange Z_c et Z_{so} . Le taux de production de suie s'écrit de la manière suivante :

$$\dot{\omega}_{Ms} = \begin{cases} \dot{\omega}_{sf} + \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [Z_{so}, Z_c]) \\ \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [0, Z_{so}]) \end{cases} \quad (3.35)$$

où $\dot{\omega}_{ox,s}$ est le taux d'oxydation de suie et $\dot{\omega}_{sf}$ le taux de formation de suie qui s'écrit :

$$\dot{\omega}_{sf} = A_f \rho^2 \left(Y_{F,0} \frac{Z - Z_{st}}{1 - Z_{st}} \right) T^\gamma e^{-T_a/T} \quad (3.36)$$

où $Y_{F,0}$ est une fraction pré-exponentielle qui dépend du type de combustible étudié, γ est l'exposant de la température ($\gamma = 2,25$), T_a est la température d'activation ($T_a = 2000K$), Z et Z_{st} sont respectivement la fraction de mélange et la fraction de mélange stœchiométrique qui s'écrivent :

$$Z_{st} = \frac{1}{1+s}; Z = Y_F + \frac{1+Y_P}{s} \quad (3.37)$$

avec s le coefficient stœchiométrique massique de comburant : $F + sO \rightarrow (1+s)P$; Y_F et Y_P représentent respectivement la fraction massique de combustible et de produit.

Dans l'Équation 3.36 du taux de formation de suie $\dot{\omega}_{sf}$, l'exposant de la température γ et la température d'activation T_a sont constants, seul le paramètre définissant la propulsion du combustible à la suie A_f n'est pas constant (cf. Tableau 3.1). Le facteur pré-exponentiel A_f est inversement proportionnel à la hauteur de son point de fumée laminaire LSP (Laminar Smoke Point) qui est la hauteur de la flamme juste avant le début de la libération des fumées d'un combustible quelconque (BEJI et al., 2008). A_f est calculé comme suit :

Combustible	LSP (m)	A _f (10 ⁵)
Méthane (CH ₄)	-	0,1
Acétylène (C ₂ H ₂)	0,019	22,3
Ethylène (C ₂ H ₄)	0,106	4,0
Propane (C ₃ H ₈)	0,162	2,6
Propylène (C ₃ H ₆)	0,029	14,6
Heptane (C ₇ H ₁₆)	0,147	2,9
Dodécane (C ₁₂ H ₂₆)	0,137	3,1

TABLEAU 3.1 – Les caractéristiques LSP et A_f de quelques combustibles (HUNT, 1953).

$$\frac{A_{f,F}}{A_{f,ethylene}} = \frac{LSP_{ethylene}}{LSP_f} \quad (3.38)$$

où $LSP_{ethylene} = 0,106$ m et $A_{f,ethylene} = 4.10^5$.

Le taux d'oxydation de suie $\dot{\omega}_{ox,s}$ pour une réaction globale est régi par les lois d'Arrhenius associées à la fraction massique de suie (Y_S), celle d'oxygène (Y_O) et la température (T).

$$\dot{\omega}_{ox,s} = \frac{d[\rho Y_S]}{dt} = -A\rho [Y_S]^a [Y_O]^b e^{-E/RT} \quad (3.39)$$

où a , b et A sont des constantes et E l'énergie d'activation de la réaction chimique ($J.mol^{-1}$).

3.8 Pyrolyse d'un combustible condensé

L'élaboration du modèle de pyrolyse est un point important pour l'étude de la propagation du feu le long d'un combustible condensé. Pour une flamme se développant à la surface d'un combustible condensé, c'est la décomposition de la phase condensée qui a tendance à contrôler le processus global à travers les flux de chaleur en retour vers le combustible condensé. Pour cela, il faut résoudre une équation de transfert de chaleur dans la phase condensée :

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \dot{q}_{s,c}'' + \dot{q}_{s,r}''' \quad (3.40)$$

où c_s est la chaleur spécifique et ρ_s la masse volumique dans la phase condensée. Le terme source $\dot{q}_{s,r}'''$ est essentiellement l'absorption du rayonnement et $\dot{q}_{s,c}''$ la production de chaleur due à la réaction chimique au sein du combustible condensé.

La pyrolyse d'un combustible liquide est fonction essentiellement de la pression partielle à l'interface, ce qui constitue une différence fondamentale par rapport à la pyrolyse d'un fuel solide. A l'équilibre liquide-vapeur, la pression partielle de la vapeur du combustible au-dessus de la surface du liquide est tirée de l'équation de Clausius-Clapeyron :

$$X_{F,I} = \exp \left[-\frac{h_v W_f}{R} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_b} \right) \right] \quad (3.41)$$

où h_v est la chaleur de vaporisation, W_f est la masse molaire du gaz combustible, T_s et T_b sont respectivement les températures de la surface d'ébullition de combustible (PRASAD et al., 1999). La loi de diffusion de TAYLOR et KRISHNA (1993) donne la vitesse de vaporisation du combustible liquide en tenant compte des effets convectifs :

$$\dot{m}'' = h_m \frac{\bar{p}_m W_f}{R T_g} \ln \left(\frac{X_{F,g} - 1}{X_{F,i} - 1} \right) \text{ avec } h_m = \frac{Sh D_{i,g}}{L} \quad (3.42)$$

avec $X_{F,g}$ la fraction volumique de la vapeur du combustible dans la cellule adjacente à la surface de combustible liquide, $D_{i,g}$ la diffusivité du liquide dans la phase gazeuse, \bar{p}_m la pression et T_g la température. Le nombre de Sherwood est défini comme : $Sh = 0,037 S_C^{1/3} R_e^{4/5}$ où $S_C = 0,6$ et le nombre de Reynolds est calculé en fonction des cellules adjacentes à la surface du foyer.

3.9 Système de ventilation : HVAC

Le système de ventilation est un ensemble de conduits étanches dans lequel l'air circule grâce à un ventilateur mécanique (par soufflage ou extraction) dans le but de chauffer ou climatiser tout type de bâtiment (CVC : Chauffage, ventilation et climatisation en français ; HVAC : heating, ventilation and air-conditioning en anglais). Le système HVAC est normalisé pour tout type d'installation. Lors d'un incendie dans des bâtiments, les réseaux de ventilation peuvent servir pour l'extraction des fumées chaudes et des gaz toxiques ou pour l'introduction d'air frais. Le système HVAC peut également faire partie du système de protection contre l'incendie d'un local, par exemple quand il est utilisé pour l'évacuation des fumées et/ou maintenir la pression dans la cage d'escalier.

Il existe dans le code FDS des conditions aux limites relativement simples pour traiter des vitesses ou des flux de masse entrant et sortant dans le compartiment afin de représenter les caractéristiques de la ventilation mais elles ne peuvent pas modéliser un système multi-compartiments. Pour remédier à cette limitation, un solveur de réseau HVAC a été rajouté dans FDS. Le solveur HVAC est basé sur le solveur thermo-hydraulique MELOR (GAUNT, 2000) qui est un programme informatique spécialisé dans la simulation des accidents des bâtiments confinés des centrales nucléaires. Ce dernier utilise un solveur explicite pour l'équation de conservation de masse et d'énergie combiné à un solveur implicite pour l'équation de la quantité de mouvement.

Ainsi, le réseau de ventilation HVAC est représenté avec un réseau de nœuds et de conduit. Ces nœuds consistent en un point de jonction entre plusieurs conduits et le flux circule dans des segments de conduit suivant le sens de la numérotation des nœuds. Les caractéristiques des conduits (longueur, rugosité, singularités, etc) peuvent modifier la

vitesse du flux. Les équations nodales de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement résolues par le solveur de HVAC sont les suivantes :

— la conservation de masse :

$$\sum_j \rho_j u_j A_j = 0 \quad (3.43)$$

— la conservation d'énergie :

$$\sum_j \rho_j u_j A_j h_j = 0 \quad (3.44)$$

— la conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho_j L_j \frac{du_j}{dt_j} = (p_i - p_k) + (\rho g \Delta z)_j + \Delta p_j - \frac{1}{2} K_j \rho_j |u_j| u_j \quad (3.45)$$

avec u la vitesse de fluide, A la section du conduit, L la longueur de segment du conduit, K le coefficient de perte de charge du segment, h l'enthalpie du fluide dans le conduit. L'indice j représente le segment du conduit et les indices i et k indiquent les nœuds (la jonction entre plusieurs conduits ou une jonction entre un compartiment et un conduit). Enfin, Δp est une source fixe de quantité de mouvement comme un ventilateur ou un soufflage dans un compartiment. Le solveur HVAC détermine les paramètres aux frontières du domaine FDS en additionnant la masse et l'énergie des cellules de gaz de chaque nœud avec ceux des nœuds environnants en prenant en compte la pression moyenne. Ensuite, ces paramètres sont utilisés pour déterminer la température moyenne au nœud.

3.9.1 Modélisation de réseaux de ventilation

L'installation expérimentale étudiée contient un réseau de ventilation comme mentionné dans la [Section 2.3.1](#). La modélisation numérique de ce réseau de ventilation sur FDS consiste à déterminer les nœuds qui font la jonction entre les conduits et le local. Le coefficient de perte de charge K est ainsi calculé en utilisant l'équation de la quantité de mouvement simplifiée. On fait l'hypothèse que les conduits sont non rugueux, les pertes de charges régulières sont donc négligées, ainsi seules les pertes de charges singulières sont calculées. Le débit de ventilation, la pression et la vitesse aux différents nœuds du réseau sont nécessaires pour le calcul du coefficient de perte de charge dans les conduits.

$$K = \frac{2\Delta P_{noeuds}}{\rho_{air} \cdot u_{conduit}^2} \quad (3.46)$$

où u , ΔP et ρ sont respectivement la vitesse du fluide dans le conduit, la différence de pression entre les nœuds et la masse volumique du fluide.

Un schéma simplifié du système de ventilation dans l'installation expérimentale est présenté sur la [Figure 3.1](#). On distingue les différents nœuds au bout de chaque conduit de l'installation. Ces différents conduits sont définis comme des segments munis de

nœuds de liaisons qui remplacent les entrées (admission) et les sorties (extraction, dilution) d'air dans le local. Pour chaque conduit, il faut définir la longueur de segment et la perte de charge qui lui est propre.

La modélisation numérique des caractéristiques du ventilateur centrifuge présent dans le conduit d'extraction nécessite la connaissance de la courbe caractéristique représentative du ventilateur. Cela nous permet de connaître le débit maximal (\dot{V}_{max}) et la pression maximale (ΔP_{max}) que peut supporter le ventilateur afin de définir son comportement dans la modélisation numérique. L'Équation 3.47 représente le modèle quadratique dans FDS dont sera déduite la courbe d'évolution du comportement du ventilateur.

$$\dot{V}_{fan} = \dot{V}_{max} \text{sign}(\Delta P_{max} - \Delta P) \sqrt{\frac{\text{abs}(\Delta P - \Delta P_{max})}{\delta P_{max}}} \quad (3.47)$$

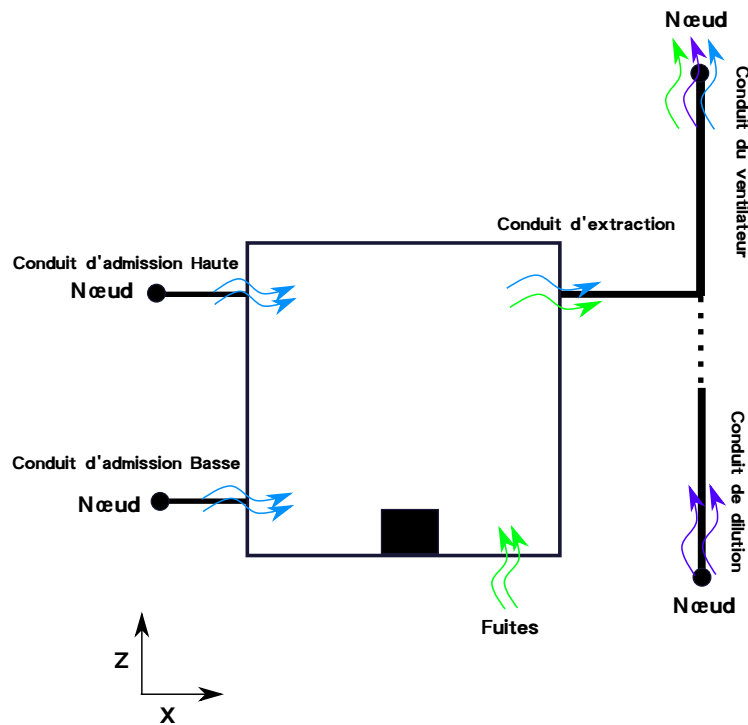
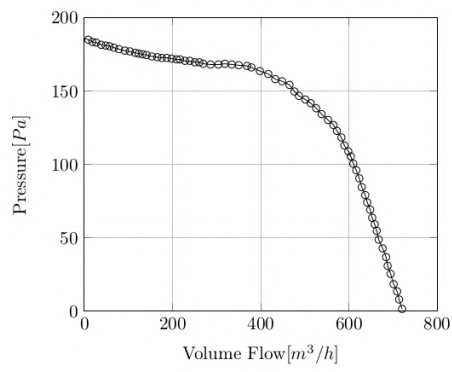
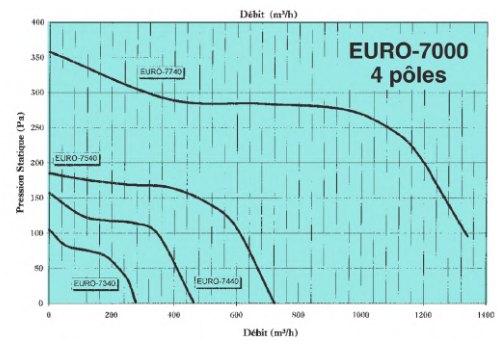


FIGURE 3.1 – Schéma de la modélisation du réseau de ventilation.

La Figure 3.2 présente les courbes caractéristiques des ventilateurs utilisées dans le cadre de cette étude.



(A) EURO-7540



(B) EURO-7000

FIGURE 3.2 – Courbes caractéristiques du ventilateur utilisé dans le dispositif expérimental.

3.9.2 Modélisation des fuites

La présence des fuites est inévitable dans n'importe quelle installation expérimentale. Dans notre cas, les fuites peuvent venir des jonctions entre les conduits de ventilation au niveau de la porte, des micro-fissures causées par la dépression dans le local, des orifices permettant le passage des câbles des capteurs dans le local. Ce phénomène est très difficile à modéliser étant donné qu'on ne peut pas définir exactement ni la position ni la surface de ces zones de fuites. Cela rend le maillage de ces zones très compliqué et il peut générer des instabilités numériques provoquées par la vitesse élevée des écoulements dans ces zones.

La modélisation des fuites dans notre installation expérimentale était déjà étudiée par MAGNOGNOU et al. (2017) et les auteurs ont défini une méthode qui consiste à estimer l'aire de la zone des fuites permettant de retrouver un ordre de grandeur de la vitesse d'écoulement équivalent à l'expérience. Initialement, il faut déterminer les débits d'entrée et de sortie d'air dans l'installation. La différence entre les sommes des débits entrants et les débits sortants donne la valeur du débit des fuites (cf. Équation 3.48).

$$\dot{V}_{fuites} = \dot{V}_{sortie} - \sum \dot{V}_{entree} \quad (3.48)$$

Pour définir l'aire totale de fuite avec le débit de fuite et la pression dans le local, on utilise la relation Équation 3.49.

$$\dot{V}_{fuites} = A_F \text{sign}(\Delta P) \sqrt{\frac{2 \text{abs}(\Delta P)}{\rho_\infty}} \quad (3.49)$$

A l'aide de l'équation Équation 3.49, on peut déduire l'aire de fuite totale :

$$A_F = \frac{\dot{V}_{fuites}}{\text{sign}(\Delta P) \sqrt{2(\text{abs}(\Delta P))/\rho_\infty}} \quad (3.50)$$

Le débit de sortie du local peut être déterminé avec la connaissance de la courbe caractéristique du ventilateur d'extraction (cf. Équation 3.47) de l'installation et la pression dans le local.

3.10 Conclusion

Dans ce chapitre, une présentation du logiciel utilisé FDS a été faite. Les différentes modélisations de la combustion, de la formation de suie, de l'aspersion, du système de ventilation ou encore des fuites ainsi que les hypothèses associées et leur moyens de résolution numérique sont détaillés et mettent en lumière la complexité et le nombre importants de calculs réalisés dans une modélisation de feu en milieu confiné ventilé.

Du fait du rapide développement des outils de calcul, la modélisation numérique des systèmes complexes, et notamment de ceux mettant en œuvre la combustion, a très fortement progressé. L'écoulement turbulent réactif bi ou tridimensionnel en coordonnées cartésiennes ou cylindriques se traduit par un système d'équations différentielles

partielles du type elliptique. La résolution du système des équations instationnaires est effectuée à l'aide d'un schéma aux différences finies ou aux volumes finis parmi les plus classiques et les plus employés : le schéma de Runge-Kutta prédicteur-correcteur de second ordre (McCormack). Le système des équations algébriques est explicité en langage FORTRAN 90.

Outre les difficultés théoriques de ce type de problème, il faut ajouter les difficultés pratiques liées à la durée très importante des simulations sur ordinateur due au coût de calcul élevé. Une des solutions pour réduire la durée importante des simulations sur ordinateur réside dans le calcul parallèle à l'aide de la librairie de mémoire distribuée Message Passing Interface.

Tout d'abord, la taille des mailles exerce une influence importante sur la prédiction parce que la diffusion de sous-maille dans le modèle de turbulence utilisé dans ce travail est proportionnelle à la taille des mailles. Ainsi, à un maillage grossier est associée une forte diffusion qui peut fausser par exemple le calcul des profils de température. Pour les mêmes raisons, il peut aussi apparaître que les mailles les plus petites ne donnent pas toujours les meilleurs résultats. Le fait de raffiner le maillage près des zones réactives ne garantit pas un gain de précision dû à la déformation significative du maillage. Ceci s'explique par le fait que la diffusion de sous-maille et celle numérique, toutes deux liées à la taille des mailles, reproduisent indirectement plus ou moins bien les phénomènes réels de mélange aux petites échelles. De plus, le raffinement du maillage entraîne une diminution considérable du pas de temps. Une discrétisation plus fine est hors de portée des performances actuelles de nos ordinateurs pour un feu de grande échelle.

De plus, notre compréhension de la physique mise en jeu est encore incomplète et la puissance informatique disponible pour la simulation est limitée. La simulation numérique du feu ne peut donc pas encore prétendre reproduire fidèlement toute la complexité d'un feu sous-ventilé. Malheureusement, même lorsque la quantité de combustible est connue avec précision, la détermination de l'évolution de la puissance en fonction du temps demeure très difficile principalement à cause des forts couplages existant entre l'énergie libérée par la combustion et le transfert de chaleur.

Chapitre 4

Évaluation des modèles numériques de suie

La source principale des fumées pendant un incendie est la production de suie. Elle est généralement un obstacle pour l'évacuation des personnes pendant un incendie dans les milieux fermés car elle réduit considérablement la visibilité et favorise l'augmentation du rayonnement. Elle est par ailleurs source de pollution et de maladies respiratoires. Ces derniers points rendent indispensables la compréhension approfondie du mécanisme de production de suie dans le domaine de la sécurité incendie. La modélisation de ce mécanisme est une tâche difficile en raison de la complexité des interactions entre plusieurs processus dans les panaches de fumées réactives.

Dans cette partie de la thèse, on évalue les modèles de suie et de rayonnement décrits dans le [Chapitre 3](#) sur des feux en milieu ouvert. On rappelle qu'ils consistent en un modèle global de suie qui reprend le principe classique de la longueur du point des fumées (Laminar Smoke Point) pour rendre compte de la production de suie d'un combustible donné. Ce modèle a été implémenté dans le code FDS. L'objectif est d'évaluer la pertinence du modèle de suie semi-empirique pour la prédiction de la température, du flux de chaleur et de la formation de suie dans un panache turbulent de fumées provenant d'un feu libre. Pour ce faire, on a choisi des configurations simples de feu en milieu ouvert avec trois combustibles d'études différents : le méthane et l'éthylène comme combustible gazeux et l'heptane comme combustible liquide. Pour ce dernier, on a considéré deux cas, avec et sans aspersion par brouillard d'eau. Pour chaque cas, une comparaison est faite avec un modèle de rendement de suie imposé.

Le domaine de calcul tridimensionnel pour la simulation numérique des configurations étudiées est représenté en [Figure 4.1](#). Ce domaine est libre et suffisamment grand pour s'affranchir des perturbations liées à l'interaction entre l'écoulement et les parois. La taille des mailles est choisie de manière à obtenir une bonne précision des résultats dans un temps raisonnable. En utilisant 16 processeurs parallèles, le temps CPU est compris entre 48h et 72h pour une simulation avec un temps physique d'environ 30s.

Les configurations étudiées pour la validation du feu de nappe en milieu ouvert sont présentées dans le [Tableau 4.1](#).

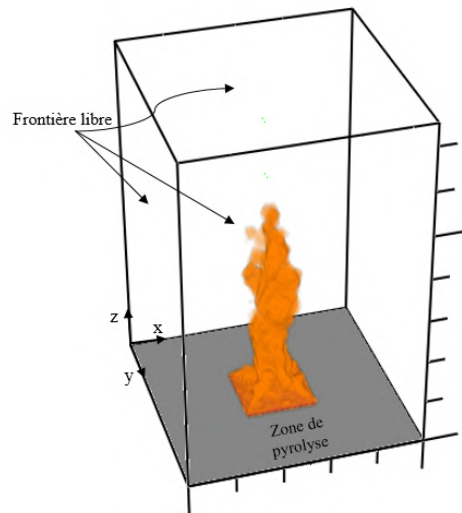


FIGURE 4.1 – Domaine de calcul.

Configuration	Combustible	Foyer	Puissance de feu (kW)	Résultats comparaison
Config 1-a	Méthane	$D = 7,1\text{cm}$	4,6	température suie
Config 1-b	Ethylène	$D = 7,1\text{cm}$	3,4	température suie
Config 2	Heptane	$D = 30\text{cm}$	116,3	température suie
Config 3	Heptane sans aspersion par brouillard d'eau	$D = 23\text{cm}$	37,8	température suie flux
Config 4	Heptane avec aspersion par brouillard d'eau	$D = 23\text{cm}$	37,8	température suie flux

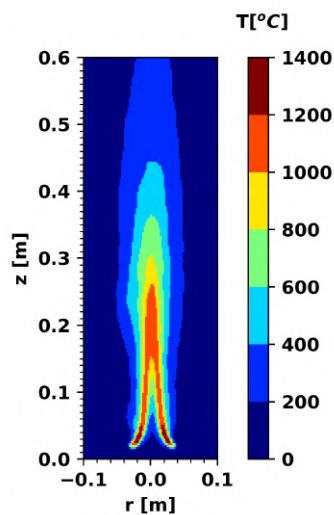
TABLEAU 4.1 – Configurations étudiées.

4.1 Configuration 1 : Feu de nappe de méthane et éthylène

Dans cette configuration, on considère un feu de méthane et d'éthylène de $7,1\text{cm}$ de diamètre (un brûleur poreux) avec un débit de combustion de $84,3\text{mg/s}$ pour le méthane et $72,8\text{mg/s}$ pour l'éthylène. Ces résultats sont tirés des expériences menées par XIN et GORE (2005), dans lesquelles les fractions volumiques bidimensionnelles de suie ont été mesurées en utilisant la technique LII (the planar laser-induced incandescence) à différentes hauteurs au-dessus du brûleur, à savoir $H = 1/2D, 1D, 2D, 3D$ et $4D$, où D est le diamètre du brûleur. Le domaine de calcul est un parallélépipède de dimension $1 \times 1 \times 0,6\text{m}^3$ dont les frontières sont libres pour éviter les effets d'entraînement aux frontières de l'écoulement. Une grille uniforme de 5mm de côté a été choisie pour une bonne précision et un temps de calcul raisonnable. Le brûleur expérimental circulaire a été modélisé en brûleur carré équivalent avec la relation : $l = \sqrt{\pi R^2}$.

4.1.1 Feu de méthane

La Figure 4.2 représente la structure de la flamme de méthane à travers les contours de la température prédite numériquement. On remarque une température des gaz plus élevée au niveau du bord d'attaque de la flamme dans la zone où le combustible réagit avec l'air entrainé. Cela se traduit par un dégagement de chaleur plus important au-dessus de la zone riche en combustible. La figure montre aussi que la hauteur de la flamme visible d'un feu de méthane turbulent est environ de $0,38\text{m}$ qui correspond à des contours de température d'environ 500°C DUNY et al. (2019).



(A)

FIGURE 4.2 – Champ de température moyenne pour une flamme de méthane prédite par le code FDS.

La Figure 4.3 illustre les contours de la fraction volumique de suie prédits numériquement avec un pic de $0,5\text{ppm}$. Cela montre que la quantité de suie produite par une flamme de méthane impur varie dans une large gamme contrairement à une flamme de

méthane pur. On constate aussi que la production maximale de suie est au niveau du cœur de la flamme où le mélange air-carburant est relativement chaud et riche en combustible. La production de suie diminue progressivement à mesure que la température du gaz baisse en aval du panache où l'air frais est entrainé.

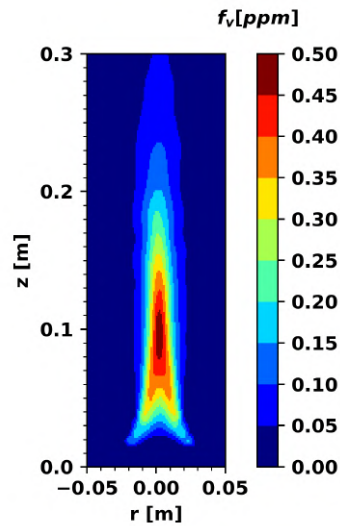


FIGURE 4.3 – Champ de fraction massique moyenne de suie pour une flamme de méthane prédite par le code FDS.

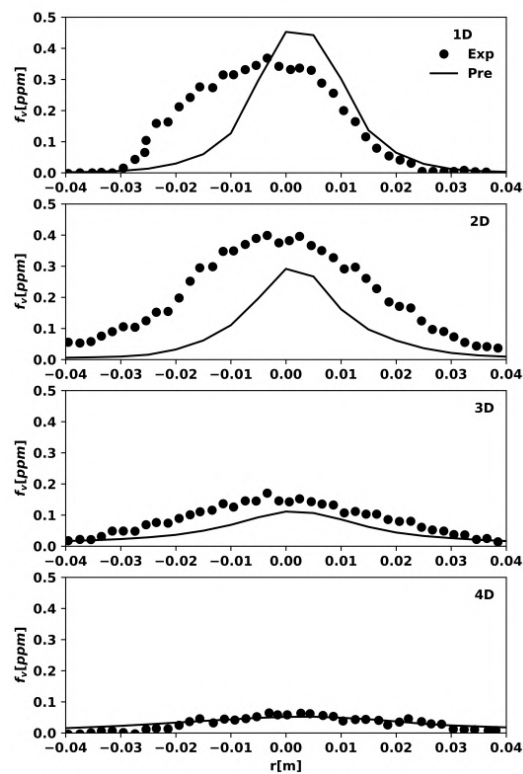


FIGURE 4.4 – Comparaison des profils radiaux de la fraction volumique de suie prédite et expérimentale à différentes hauteurs au-dessus du brûleur pour un feu de méthane.

La comparaison des profils radiaux de fraction volumique de suie prédite numériquement et celle mesurée expérimentalement par XIN et GORE (2005) à différentes hauteurs est présentée en Figure 4.4. On observe qu'à une distance d'environ 7mm de la base du brûleur qui correspond à $1D$ ($1 \times$ le diamètre), il y a une légère surestimation de la fraction massique de suie au centre de la flamme. En outre, à $1D$, la structure symétrique prédite ne correspond pas à la distribution de la fraction massique de suie observée expérimentalement. A une distance $2D$ du brûleur, la distribution de la fraction massique de suie prédite est sensiblement plus faible en la comparant à celle mesurée expérimentalement. Dans l'ensemble, la prédiction des profils radiaux en $3D$ et $4D$ est en bonne concordance avec les données expérimentales. Ces résultats montrent la validité de la méthode LSP (Laminar Smoke point) pour la prédiction de la production de suie. Néanmoins, les différences observées entre la prédiction et l'expérience (en particulier à $1D$ et $2D$) s'expliquent en partie par les incertitudes des mesures expérimentales notamment la moyennation spatiale dans des zones turbulentes. A une distance $4D$ (environ 28mm) au-dessus de la surface du brûleur, les profils prédits et mesurés montrent une superposition au niveau de la quantité de suie produite. Ce résultat démontre la validité de l'Équation 3.39 qui pourrait être utilisée pour tout type combustible dont la cinétique chimique reste inconnue, tant que sa hauteur de LSP peut être estimée.

4.1.2 Feu d'éthylène

Les contours de température prédits numériquement pour un feu de nappe d'éthylène sont illustrés en Figure 4.5a pour le modèle LSP et en Figure 4.5b pour le modèle de rendement en suie avec $Y_s = 0,043$ (HURLEY et al., 2015).

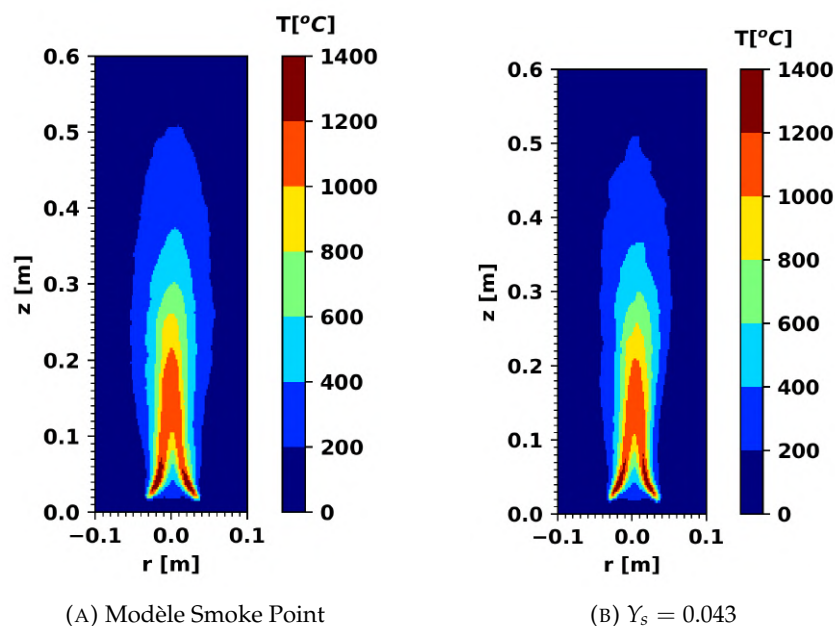


FIGURE 4.5 – Champs de température moyenne pour une flamme d'éthylène pour différents modèles par le code FDS.

On observe une structure de flamme similaire à celle du méthane. Dans les deux cas, la hauteur visible de la flamme d'éthylène est d'environ $0,4m$ correspondant à une température supérieure à $600^{\circ}C$. La température maximale de la flamme est de $1400^{\circ}C$ dans la zone du front d'attaque.

La Figure 4.6 montre les contours de la fraction volumique de suie pour une flamme d'éthylène prédite avec un modèle LSP (cf. Figure 4.6a) et avec le modèle de rendement en suie imposé (cf. Figure 4.6b). Une différence notable entre les deux modèles est observée au niveau de la distribution globale de suie. Le maximum de suie prédit avec l'approche du rendement en suie se situe juste à la sortie du brûleur où le mélange air-carburant est relativement froid et riche en carburant. En revanche, le modèle LSP prédit correctement la distribution globale de la suie. On remarque une concentration importante des produits de combustion incomplète sous forme de suie dans la zone de flamme qui implique une libération importante de chaleur. Un feu d'éthylène entraîne donc une augmentation de la formation de suie par rapport à un feu de méthane conformément aux résultats expérimentaux avec une bonne similitude visuelle des deux flammes.

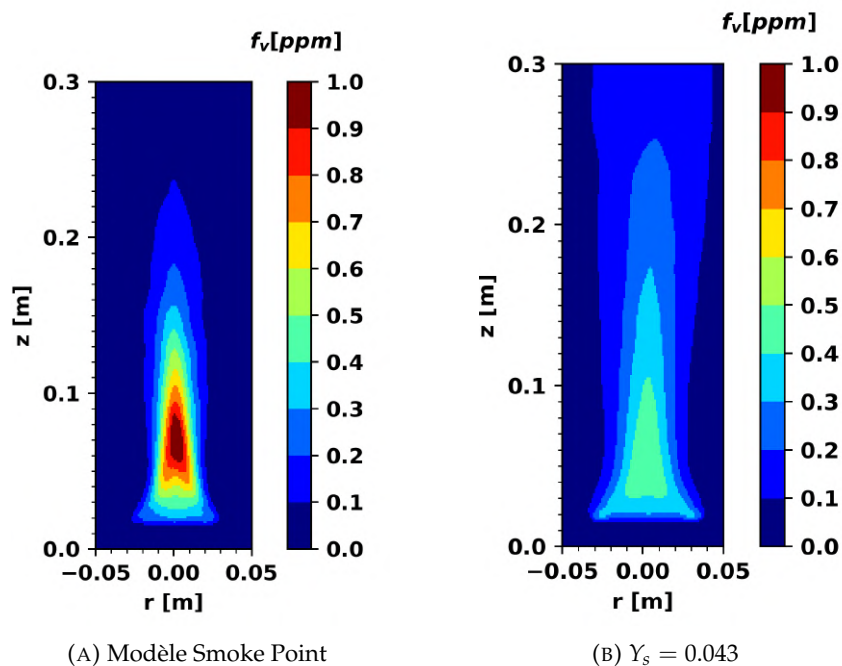


FIGURE 4.6 – Champs de fraction massique moyenne de suie pour une flamme d'éthylène pour différents modèles par le code FDS.

La comparaison de la fraction volumique de suie radiale prédite et à celle mesurée expérimentalement à différentes hauteurs du brûleur d'éthylène est représentée sur la Figure 4.7. Les résultats numériques comprennent deux modèles, la fraction volumique de suie prédite avec le modèle LSP et avec un rendement en suie imposé ($Y_s = 0,043$). On observe, à une distance $1D$ du brûleur ($7cm$), que la distribution radiale de la suie prédite avec le modèle LSP est légèrement surestimée par rapport à celle prédite avec

le rendement en suie. Les deux méthodes ne reproduisent pas le profil symétrique de la mesure. A une distance $2D$ et $3D$ du brûleur, le résultat prédit dans les deux cas est sous-estimé par rapport à la mesure. On remarque qu'avec le modèle de rendement en suie, la fraction volumique de suie est plus élevée que les données expérimentales à mesure qu'on s'éloigne de la base du brûleur. Enfin, le modèle LSP reproduit parfaitement le profil de suie mesuré à une distance de $4D$ ($28mm$). D'une manière générale, les tendances de fraction volumiques sont similaires aux tendances mesurées.

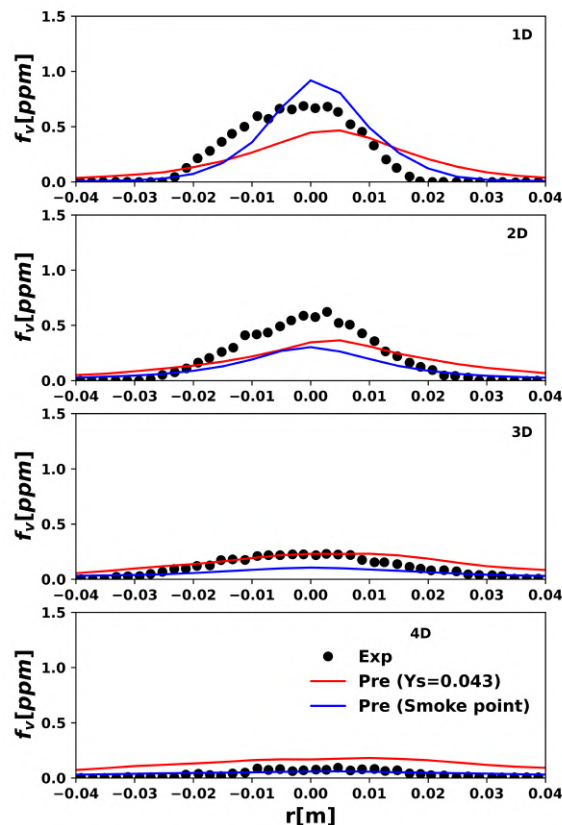


FIGURE 4.7 – Comparaison de la fraction volumique de suie prédite et expérimentale à différentes hauteurs au-dessus du brûleur pour un feu d'éthylène.

4.2 Configuration 2 : Feu de nappe d'heptane 30 cm

Les données expérimentales utilisées dans cette configuration sont extraites des travaux de KLASSEN, GORE et al. (1994). L'expérience consiste en un feu d'heptane dont le diamètre de $0,3m$ ($l = \sqrt{\pi R^2} = 26,58cm$) correspond à un dégagement de chaleur de $116,3kW$ et à un débit massique de $2,34g/s$. La hauteur de flamme est de $1.31m$. Un domaine de calcul de dimensions de $1x1x1,5m^3$ a été utilisé pour la modélisation numérique avec une condition de frontière libre. Le maillage uniforme de $10mm$ est utilisé

pour des résultats fiables avec un temps de calcul raisonnable CHATTERJEE et al. (2015). Plusieurs approches seront simulées pour évaluer le modèle LSP et celui du rendement de suie imposé. Deux valeurs de rendement en suie sont utilisées : $Y_s = 0,064$ mesuré par LASSUS (2009) et $Y_s = 0,035$ utilisé dans la littérature par KHAN et al. (2016) sur la production de suie.

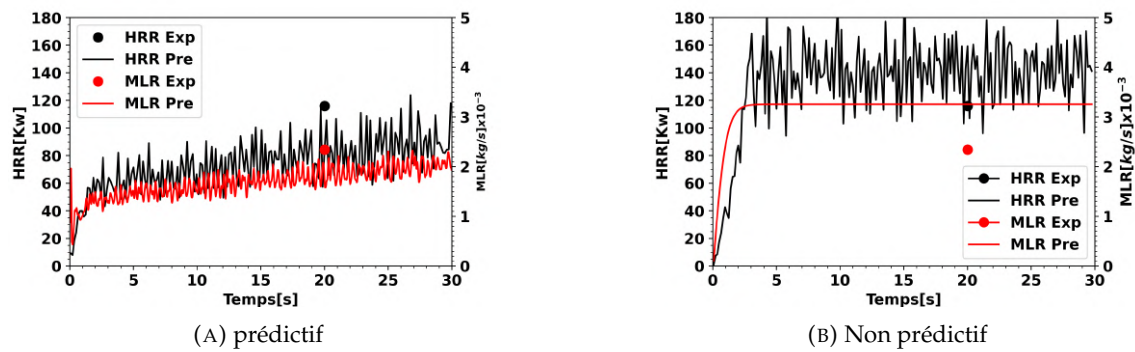


FIGURE 4.8 – Comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la puissance et le MLR d'un feu d'heptane de 30cm.

La comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale sur la puissance de feu est présentée dans la Figure 4.8. On remarque que le modèle de pyrolyse (appelé cas prédictif) dans FDS reproduit d'une manière fiable la puissance de feu et le débit de pyrolyse (cf. Figure 4.8a) alors que lorsque la perte de masse expérimentale est imposée dans FDS (appelé cas non prédictif), la puissance de feu est légèrement surestimée.

La Figure 4.9 présente le champ instantané de la température prédite de la flamme d'heptane de 30cm. La structure brute de la flamme d'heptane montre trois zones caractéristiques : zone de noyau riche en combustible, appelée zone persistante de la flamme, juste au-dessus de la surface du combustible qui est relativement froid dans cette région où l'oxygène peine à pénétrer. Au-dessus de cette zone se trouve la zone intermittente dans laquelle l'air est entraîné radialement dans le feu avec une fluctuation de la pointe de flamme visible. Dans la zone de panache en aval, les taux de réactions chimiques diminuent de manière exponentielle à mesure que la température baisse et que davantage d'air est entraîné.

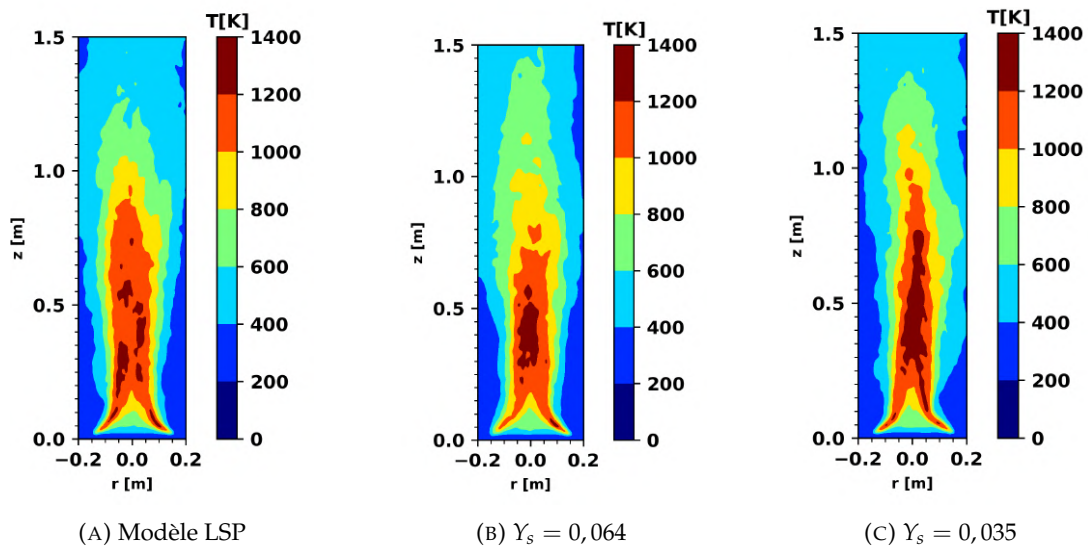


FIGURE 4.9 – Champs des températures instantanées à 29s de calcul pour la flamme d'heptane de 30cm pour différents modèles par FDS.

Les contours de température moyenne prédits présentés en Figure 4.10 illustrent la structure de la flamme d'heptane. On observe une température maximale de 1300K et des températures plus faibles au niveau de la surface de pyrolyse. La hauteur visible moyenne de la flamme prédite par le modèle LSP est d'environ 1,1m, ce qui est proche de la valeur mesurée expérimentalement de 1,31m. En utilisant l'approche du rendement en suie, les prédictions montrent une hauteur de flamme plus allongée que le modèle LSP et l'augmentation de la valeur de rendement en suie de $Y_s = 0,035$ à $Y_s = 0,064$ fait diminuer la hauteur de la flamme de 1,2m à 1,4m.

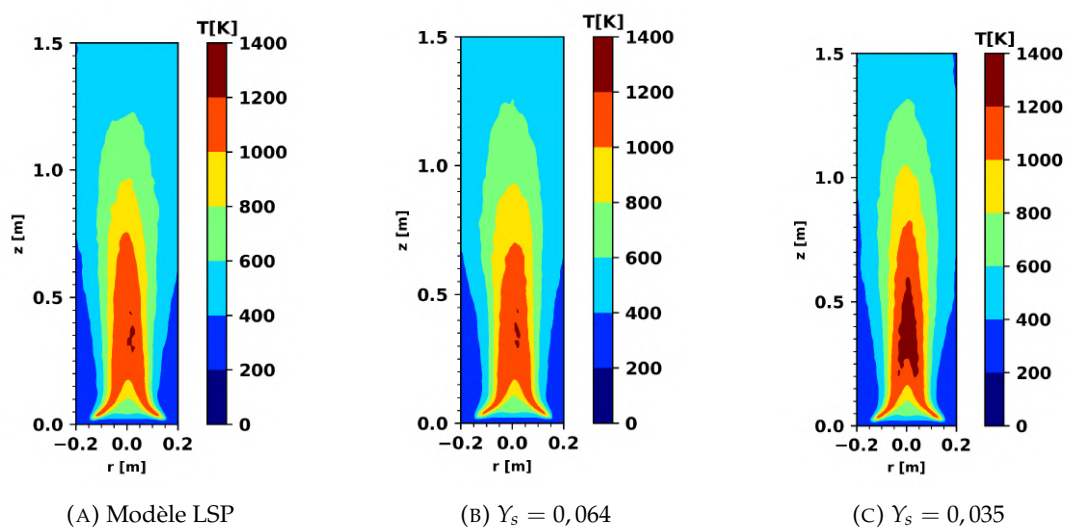


FIGURE 4.10 – Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane de 30cm pour différents modèles par FDS.

Les contours de la fraction volumique de suie pour une flamme de diffusion d'heptane de 30cm sont représentés dans la Figure 4.11. On observe que les fractions volumiques prédites avec l'approche de rendement en suie sont très inférieures à celles issues de l'approche LSP avec une distribution globale différente. Dans le cas de l'approche de rendement en suie, la valeur maximale de suie est au-dessus de la zone de pyrolyse entre la zone de pyrolyse et le noyau, contrairement au modèle LSP où la production de suie maximale est au niveau de la zone au-dessus du noyau riche en combustible caractérisée par une combustion incomplète accompagnée d'une production de suie.

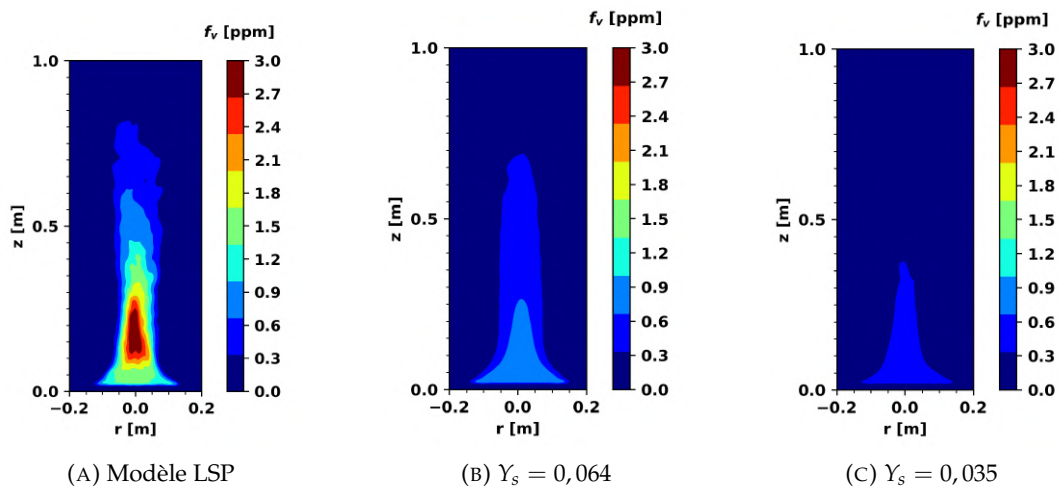


FIGURE 4.11 – Champs des fractions volumiques moyennes de suie pour la flamme d'heptane de 30cm.

La Figure 4.12 présente une comparaison entre les profils radiaux moyennés de suie obtenus numériquement et ceux mesurés expérimentalement à quatre hauteurs différentes au-dessus de la surface de pyrolyse ($h/D = 0,2; 1,5; 3,4$ et $4,2$ où h est la hauteur au-dessus de la surface de pyrolyse). Les mesures expérimentales indiquent que, dans la région proche de la surface de pyrolyse, peu de suie est produite et que la plus grande quantité de suie est produite plus haut à $h/D = 1,5$. On observe, dans la région du noyau riche en combustible à $h/D = 0,2$ que la fraction volumique de la suie est bien prédite en utilisant la valeur du rendement en suie de $Y_s = 0,035$ et surestimée pour la valeur de $Y_s = 0,064$ de rendement en suie.

Dans le cas du modèle LSP, les valeurs maximales des fractions volumiques de suie sont significativement élevées par rapport aux valeurs expérimentales. Pour $h/D = 0,2$ qui correspond à la région dans laquelle se produit le phénomène d'étranglement de la flamme, le taux d'oxydation de la suie est sous-estimé avec peu d'oxygène à la base du feu. Les résultats de comparaison entre prédiction et mesure sont plus satisfaisants pour les distances $h/D = 1,5$ et $h/D = 3,2$ avec le modèle LSP, ce qui montre la possibilité de la modélisation de l'état chimique complexe de la suie par la fraction de mélange. Pour $h/D = 4,2$ la fraction volumique de suie prédite est largement surestimée avec une tendance similaire par rapport à la mesure expérimentale.

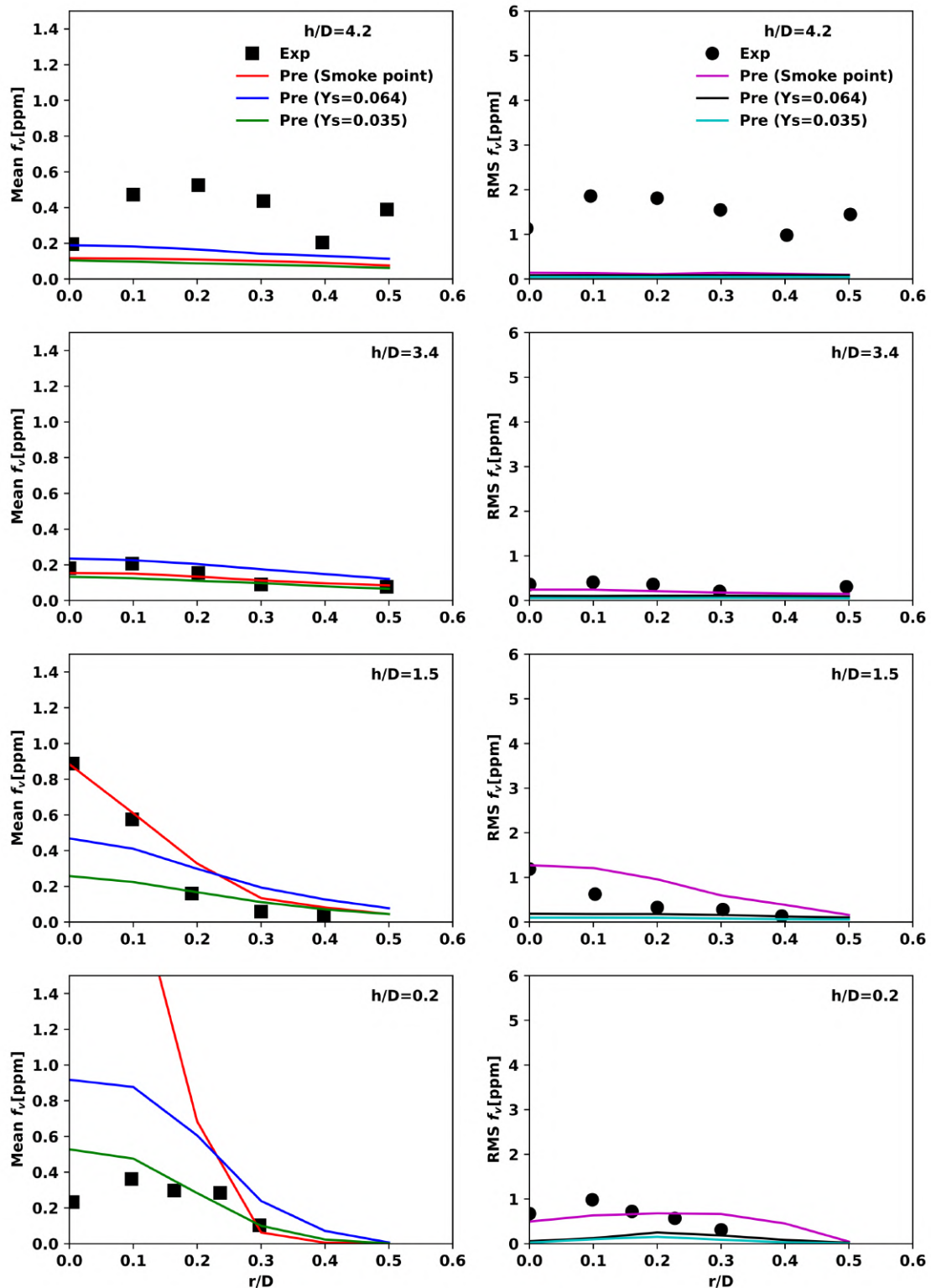


FIGURE 4.12 – Distributions radiales de la fraction volumique de suie sur différentes hauteurs h/D pour le feu d'heptane de 30cm. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS en utilisant la moyenne (gauche) et RMS (à droite).

On distingue aussi dans la [Figure 4.12](#) les profils radiaux des variances de la fraction volumique de suie (RMS - root mean square) prédits ($\sqrt{f_v'^2}$) comparés aux mesures expérimentales. On peut voir que la prédiction RMS du modèle LSP est en bon accord avec les mesures à la base du feu à une hauteur $h/D < 1,5$. De plus, à une hauteur plus élevée ($h/D > 3$), les prédictions avec les modèles LSP et le rendement en suie sont significativement inférieurs aux données expérimentales dans la région d'intermittence. Cette différence entre les valeurs RMS prédites et mesurées démontre que les améliorations apportées à la combustion turbulente et la modélisation en sous-maille de la variance de la suie sont capables de capturer avec précision le comportement de battement du panache en réaction. Malgré cette différence, la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux semble satisfaisante compte tenu de toutes les hypothèses simplificatrices faites dans le modèle LSP ainsi que les incertitudes liées aux mesures expérimentales.

Du fait que le modèle LSP repose fortement sur la température et la fraction de mélange, une prédiction précise de la température est indispensable. Les profils radiaux de la température moyennés dans le temps et ses valeur RMS prédites sont comparés aux données expérimentales dans la [Figure 4.13](#) pour quatre hauteurs ($h/D = 0,2; 1,5; 3,4$ et $4,2$). Les profils de température prédits sont globalement similaires aux données expérimentales pour les différentes hauteurs en utilisant à la fois le modèle LSP et le rendement en suie. Plus précisément, pour $h/D > 1,5$, les valeurs de la température prédites sont comparables aux données expérimentales, tandis qu'à la base du feu ($h/D = 0,2$) les températures prédites sont sous-estimées. Ces résultats indiquent que le modèle LES dans FDS 6 n'est pas capable de capturer avec précision le comportement de battement de la flamme dans la zone d'étranglement, quel que soit le modèle de suie utilisé. Dans le cas de la prédiction RMS, on observe un bon accord avec les données expérimentales de la température, avec une sous-estimation pour la hauteur $h/D = 0,2$ proche de l'axe du feu et surestimation pour la hauteur $h/D = 1,5$ de plus de 100% loin de l'axe de feu.

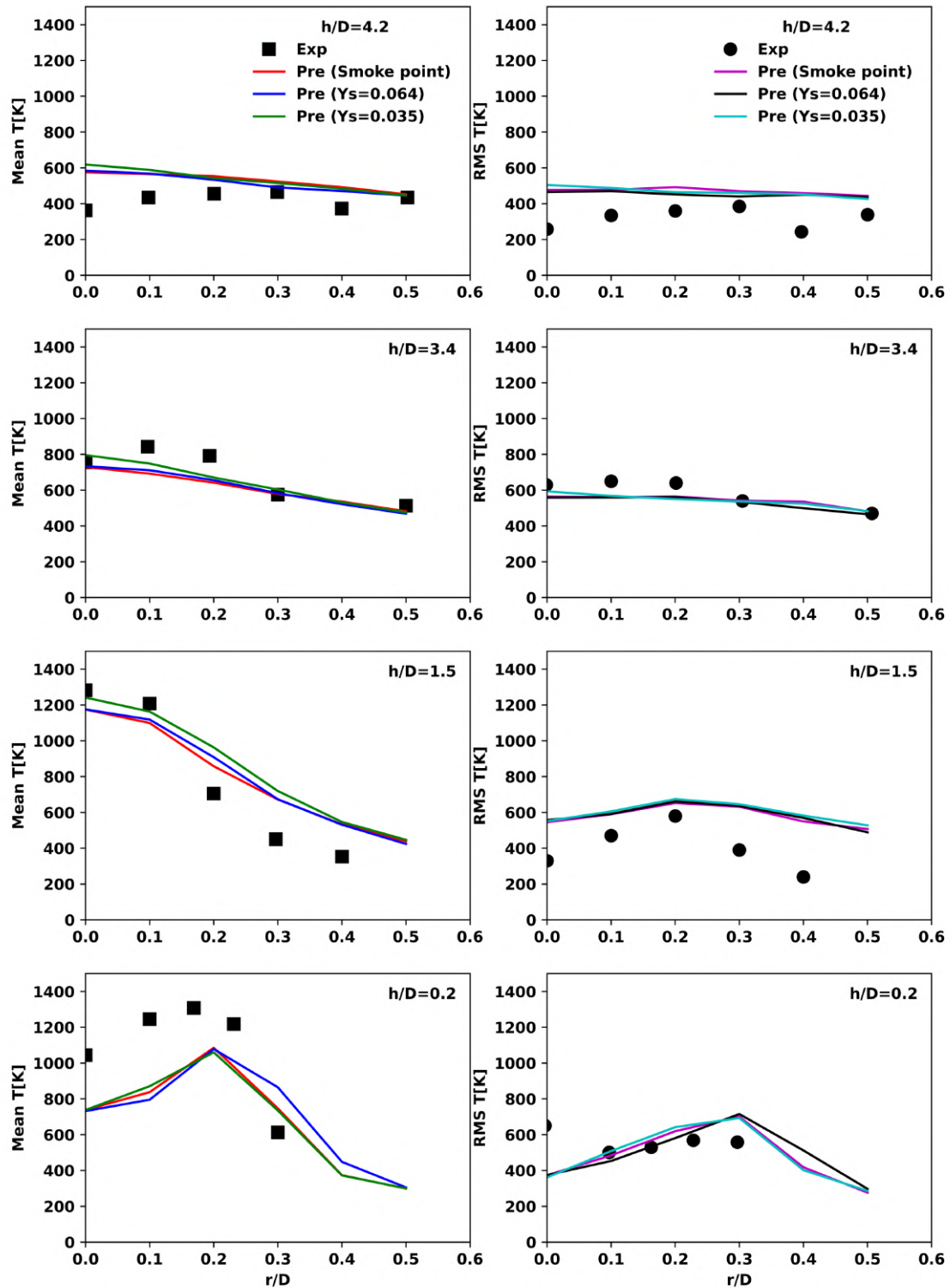


FIGURE 4.13 – Distributions radiales de température sur différentes hauteurs h/D pour le feu d'heptane 30cm. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS en utilisant la moyenne (gauche) et RMS (à droite).

4.3 Configuration 3 : Feu de nappe d'heptane 23 cm

Les données expérimentales utilisées dans cette configuration sont extraites des travaux de RICHARD (2001) et GARO et al. (2009) représentés dans la Section 2.1. L'expérience consiste en un feu d'heptane dont le diamètre de nappe est de $0,23m$ ($l = \sqrt{\pi R^2} = 20,03cm$) qui correspond à un dégagement de chaleur de $37,8kW$ et un débit massique de $0,85g/s$. Les mêmes conditions que la configuration 2 ont été utilisées pour la modélisation numérique (domaine de calcul et maillage). En outre, les mêmes approches que la configuration 2 seront simulées, à savoir l'approche prédictif et l'approche non prédictif. Pour chaque approche, on compare le modèle LSP avec celui de rendement de suie imposé.

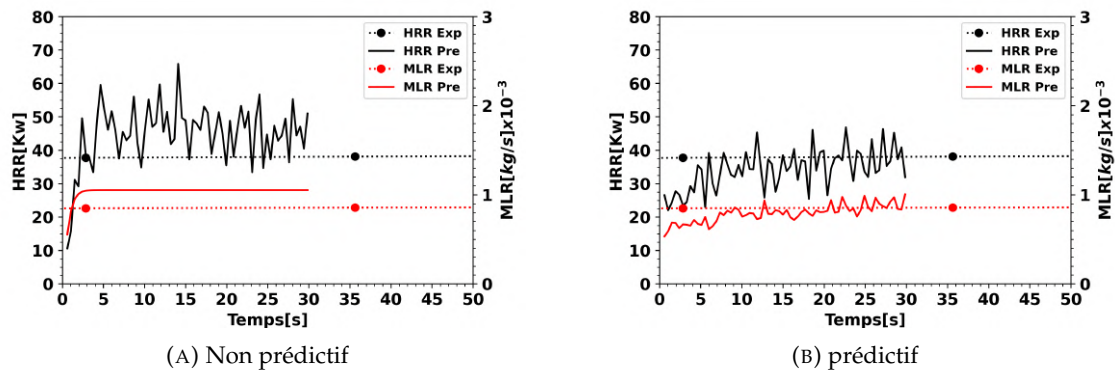


FIGURE 4.14 – Comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la puissance et le MLR d'un feu d'heptane de $23cm$.

La comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la puissance de feu est présentée dans la Figure 4.14. On observe, comme dans le cas de la flamme heptane de $30cm$, que le modèle de pyrolyse dans FDS reproduit d'une manière acceptable la puissance de feu et le débit de pyrolyse (prédictif) (cf. Figure 4.14a). Dans le cas non prédictif (perte de masse imposée comme donnée d'entrée dans FDS) (cf. Figure 4.14b, la puissance de feu est légèrement surestimée.

Les contours de la température moyenne prédite pour une flamme d'heptane de $23cm$ de diamètre sont présentés dans la Figure 4.16. On peut voir que la distribution des températures de $500^{\circ}C$ correspond approximativement aux contours d'une flamme visible d'environ $0,5m$. Une différence entre le modèle LSP et le modèle de rendement de suie a été observée au niveau de la structure de la flamme. Pour un rendement faible en suie ($Y_s = 0,037$) on distingue un noyau de flamme plus allongé et une température plus élevée ($T > 900^{\circ}C$), et inversement, un rendement en suie plus élevé conduit à une diminution de la température au niveau du noyau en raison de la perte radiative dans cette zone. Les contours de température prédits à partir du modèle LSP et du modèle de rendement en suie sont globalement en accord avec les contours de température mesurés expérimentalement (cf. Figure 4.15).

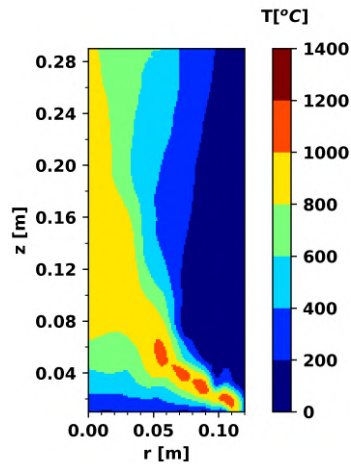


FIGURE 4.15 – Champ des températures moyennes expérimentales pour la flamme d'heptane 23cm.

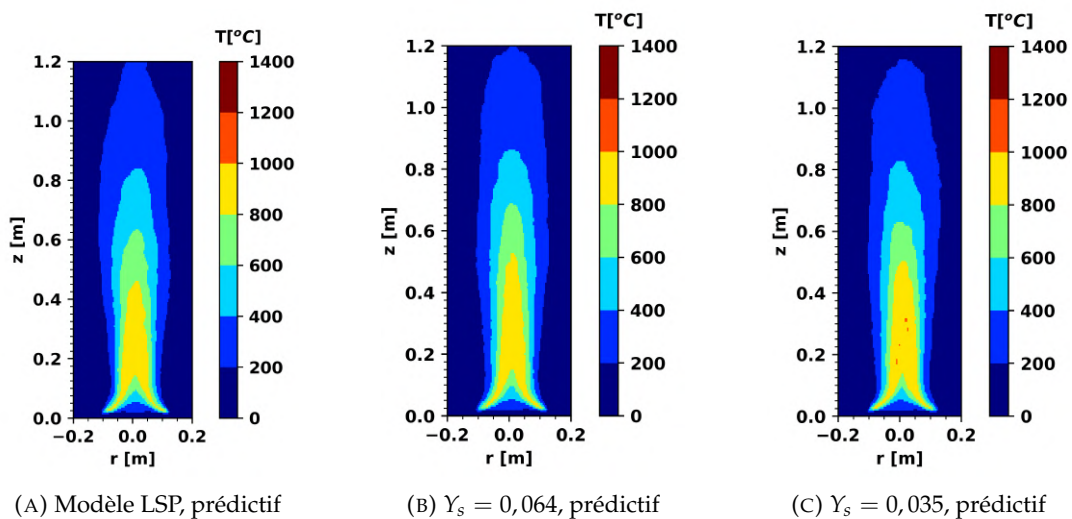


FIGURE 4.16 – Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane 30cm pour différents modèles de FDS.

Une comparaison entre la prédiction et les mesures de température en fonction de la hauteur par rapport à la surface du combustible pour différentes positions radiales ($R = 0, 3, 6$ et $10,5\text{cm}$) est exposée dans la Figure 4.17. Les profils expérimentaux présentent une température maximale axisymétrique qui se déplace avec la hauteur de la flamme, depuis le bord de la cuve ($R = 10,5\text{cm}$) jusqu'à son axe ($R = 0\text{cm}$). Cela met en évidence que la zone de réaction est au centre de la flamme à proximité du bord d'attaque où les vapeurs de combustible et l'oxygène se mélangent dans des conditions stœchiométriques avec une production d'espèces et de chaleur. Le maximum de température se trouve à une hauteur d'environ 23cm , ce qui correspond à une distance d'un diamètre de foyer. Les profils radiaux de la température prédite à partir du modèle LSP et du modèle de rendement en suie sont similaires aux profils des données expérimentales, notamment sur l'emplacement de la zone de réaction. Près du bord d'attaque à $r = 6\text{cm}$,

9cm et 10,5cm; la température prédite est sensiblement inférieure à la valeur estimée expérimentalement. On distingue des différences notables de la valeur de température prédite et expérimentale au niveau de la position radiale $r = 3cm$ et 6cm. Cette différence pourrait être due aux incertitudes dans les modèles de sous-mailles de diffusion et de combustion dans les conditions laminaires près du bord d'attaque.

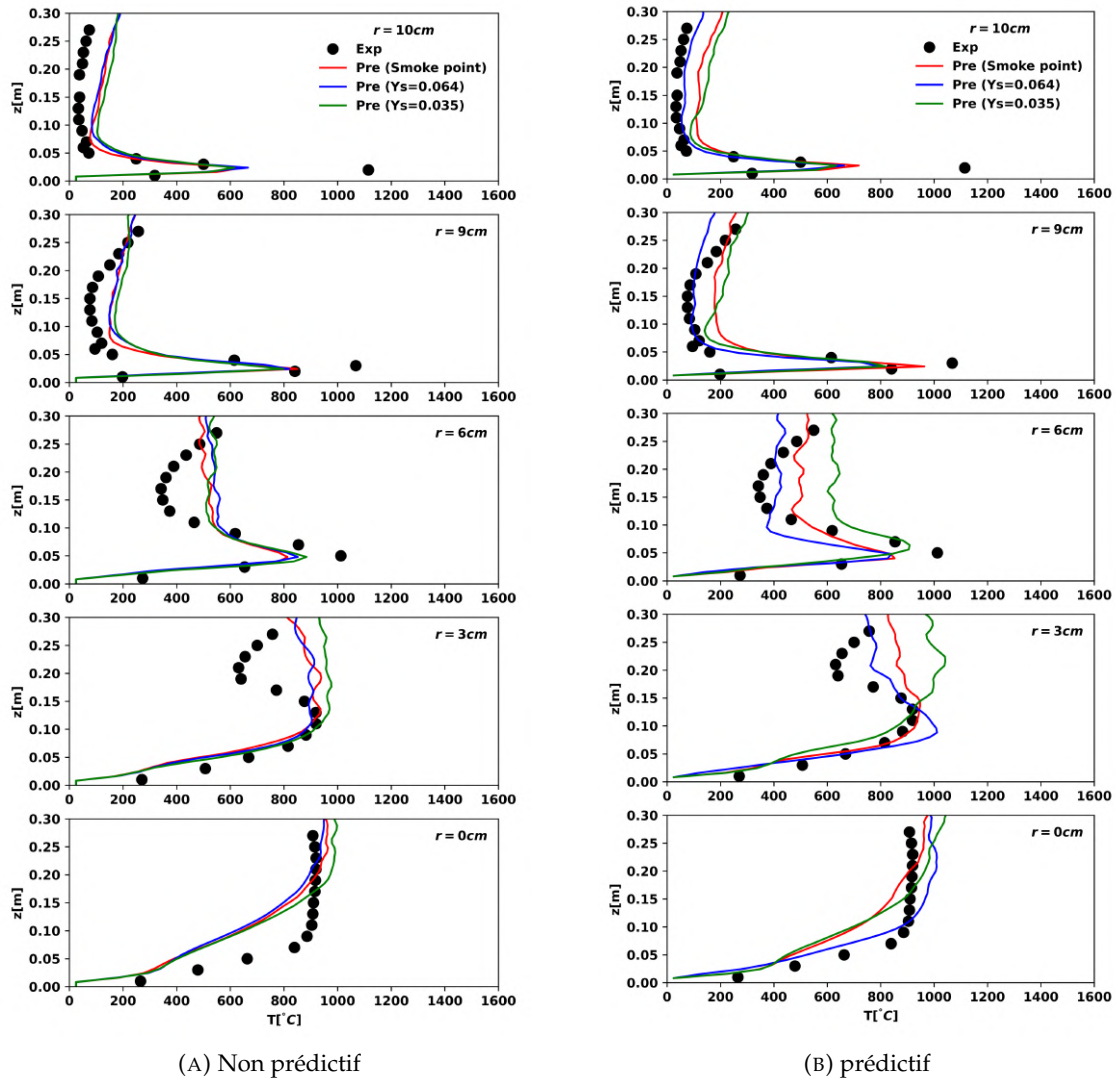


FIGURE 4.17 – Profils de température moyenne en fonction de la hauteur Z pour différentes distances radiales du centre de la cuve. Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques avec FDS.

La Figure 4.18 montre les contours de la fraction volumique de suie prédite (en ppm) pour une flamme d'heptane de 23cm avec le modèle LSP et le modèle de rendement en suie. On remarque qu'avec l'approche du rendement en suie, la valeur maximale de suie est juste au-dessus de la surface de pyrolyse, quelle que soit sa valeur, où le mélange est relativement froid et riche en carburant. Les contours de la fraction volumique de suie prédite montrent aussi que l'augmentation de la valeur de rendement en suie de $Y_s = 0,035$ à $Y_s = 0,064$ provoque l'allongement de la zone de production de suie et

augmente la valeur de celle-ci. En utilisant le modèle LSP, la suie se situe au centre de la flamme où le mélange riche en combustible réagit avec l'air entrainé, donnant une libération de chaleur et une combustion incomplète produisant de la suie. Dans la zone du panache, la suie diminue progressivement au fur et à mesure que la température des gaz chute avec l'entrainement d'air frais.

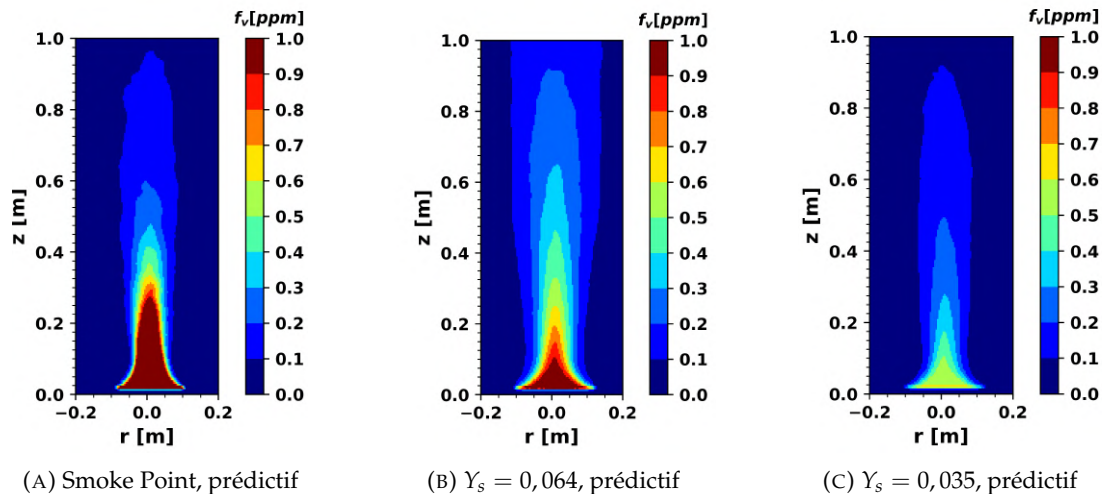


FIGURE 4.18 – Champs des fractions volumiques moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm.

Le flux de chaleur radiatif prédit et mesuré expérimentalement à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale du foyer est présenté en Figure 4.19. On constate une surestimation du flux de chaleur rayonnant à la surface liquide du combustible en raison de la production élevée de suie et d'une surestimation de la température dans la zone riche en vapeur de combustible, située juste au-dessus de la surface du liquide, indépendamment de la valeur du rendement en suie.

On rappelle que les résultats expérimentaux de flux de chaleur rayonnés à la surface du combustible suivent le protocole décrit dans le Section 2.3.3 avec une extrapolation de la mesure à l'interface entre l'eau et l'heptane en utilisant l'Équation 2.2 avec des incertitudes de mesure.

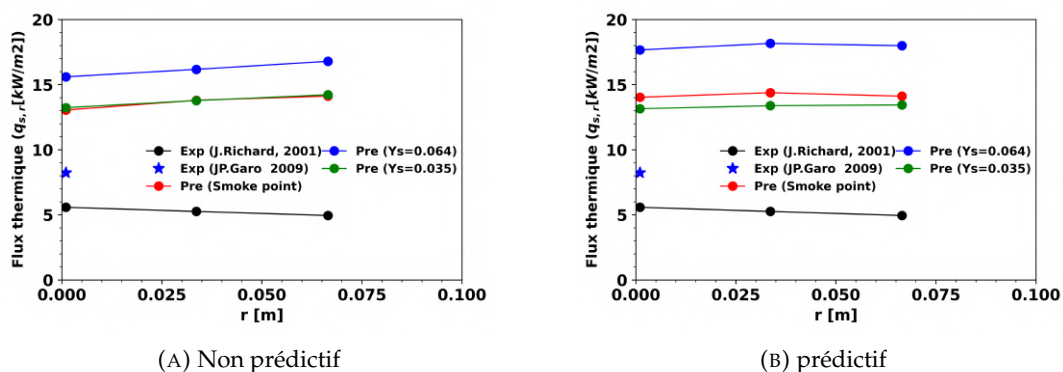


FIGURE 4.19 – Flux de chaleur radiatif mesuré et calculé à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale.

4.4 Configuration 4 : Feu de nappe d’heptane avec brouillard d’eau

De la même manière que la configuration 3, les données expérimentales utilisées dans cette configuration sont extraites des travaux de RICHARD (2001) et GARO et al. (2009) (cf. Section 2.1). En d’autres termes, le domaine de calcul, le diamètre de foyer, la taille de la grille et toutes les autres données d’entrée de la simulation correspondent à celles détaillées dans la configuration 3 mais en ajoutant la modélisation de l’aspersion par brouillard d’eau produite par trois buses.

Avant de présenter les résultats de simulation d’un feu de nappe en milieu libre avec aspersion par brouillard d’eau et d’évaluer la pertinence des différents modèles de suie notamment le modèle LSP et le rendement en suie, on présente la modélisation en fonction des caractéristiques expérimentales de l’aspersion par brouillard d’eau utilisé pour notre étude. Les résultats numériques seront comparés aux résultats de l’étude préalable de granulométrie à l’aide du système d’anémométrie laser (PDPA), présenté dans la Section 2.1 et mené dans le cadre de la thèse de RICHARD (2001), pour choisir les bons paramètres de notre système d’aspersion.

4.4.1 Modélisation de l’aspersion par brouillard d’eau

La modélisation numérique de l’aspersion par une buse de brouillard d’eau nécessite la connaissance des conditions d’aspersion (pression et débit d’eau) mais également les caractéristiques du spray (granulométrie, vitesse de jet, angle d’aspersion). Dans le code FDS, la granulométrie du spray est modélisée avec une loi hybride log-normale/Rosin-Rammler qui dépend du diamètre dm des gouttelettes, du paramètre de dispersion δ (par défaut 2,85) défini au point d’injection. Une analyse par anémométrie laser en Phase Doppler a été simulée pour déterminer les paramètres d’aspersion. Ces derniers seront choisis sur une base de comparaison entre la granulométrie mesurée et celle prédite par le code FDS.

La simulation de l’aspersion consiste en un domaine libre cubique de $2m$ de côté. La buse est positionnée au centre à $1m$ du sol orientée vers le bas avec un débit de $3,5g/s$, une pression de 1 bar et une vitesse au point d’injection dans l’intervalle 10 à $25m/s$. La polydispersion est représentée par vingt classes de diamètres de taille uniforme (répartis entre 0 à $200\mu m$). Ensuite, plusieurs diamètres moyens sont testés dans l’intervalle ($10\mu m$ à $50\mu m$).

La comparaison entre la granulométrie mesurée et celle prédite par le code de calcul a été effectuée dans un demi-plan à $30cm$ et $70cm$ du point d’injection, tous les centimètres selon la direction radiale. Cette comparaison porte sur le diamètre de Sauter D_{32} (cf. Équation 1.5).

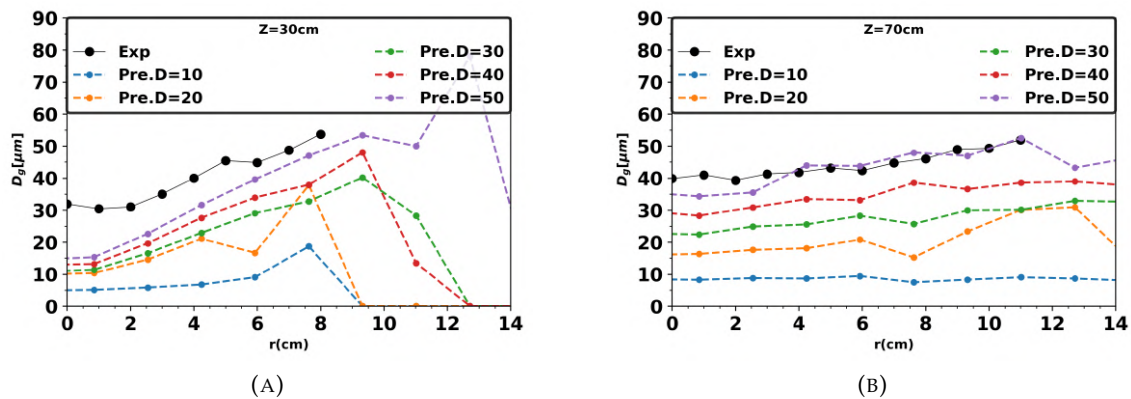


FIGURE 4.20 – Comparaison entre la prédiction (FDS) et la mesure expérimentale du diamètre de Sauter suivant l'axe radial de deux demi-plans.

Les résultats de comparaison entre le code FDS et la mesure expérimentale de l'évolution le long de l'axe radial sur deux demi-plans des diamètres de Sauter D_{32} sont présentés dans la Figure 4.20. On observe globalement la même évolution sur l'axe radial des diamètres de Sauter mesurés et prédits sur les deux demi-plans. A une distance de l'injection $Z = 30\text{cm}$, on constate des valeurs de D_{32} plus petites au niveau de l'axe du spray où le brouillard est le plus efficace. Puis, cette valeur augmente en s'éloignant de l'axe central en conséquence de la présence de gouttelettes plus grosses à la périphérie. Pour les valeurs prédites, on observe que le diamètre de Sauter s'annule brusquement pour une distance radiale supérieur à 9cm car à $Z = 30\text{cm}$, la circonférence du jet ne dépasse pas le demi-plan radial de 8cm .

On remarque également qu'à une distance de $Z = 70\text{cm}$ de l'injection, le diamètre de Sauter augmente légèrement en s'éloignant de l'axe central du fait de l'homogénéisation du jet. Au regard de ces résultats, il semble que l'écart entre la distribution mesurée et celle prédite par FDS est plus faible pour une distribution de gouttelettes définie par un diamètre moyen de $50\mu\text{m}$.

Pour évaluer la vitesse des gouttelettes au niveau de l'injection, quatre vitesses ont été simulées puis comparées à la mesure expérimentale. Les résultats de la simulation de la vitesse radiale des gouttelettes pour les deux demi-plans sont représentés dans la Figure 4.21. On voit que le code FDS reproduit globalement le profil de la vitesse des gouttelettes. Pour $Z = 30\text{cm}$, les profils des vitesses imposées de 15 et 20m/s sont les plus proches de la mesure, alors qu'à une distance de 70cm de l'injection, la vitesse imposée de 10m/s est plus proche de la mesure. Pour éviter les effets de soufflage de la flamme, la vitesse de 10m/s est choisie pour le reste des simulations.

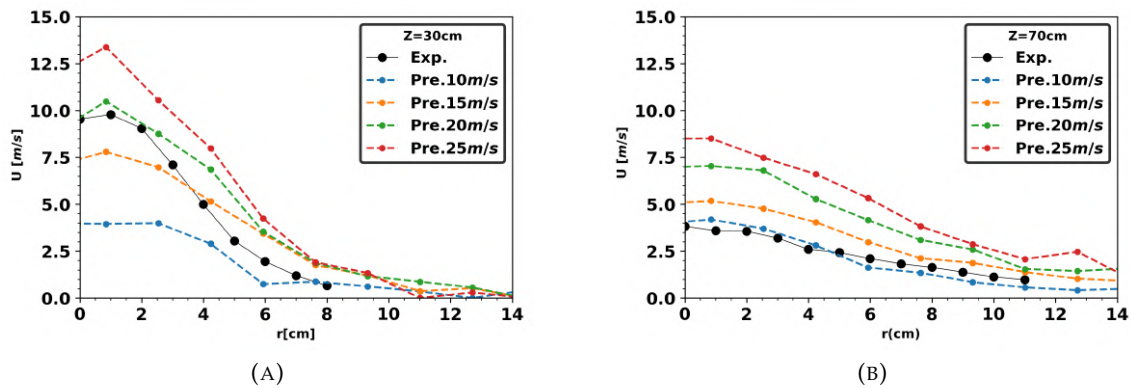


FIGURE 4.21 – Comparaison entre la prédiction (FDS) et la mesure expérimentale de la vitesse des gouttelettes suivant l'axe de deux demi-plans.

4.4.2 Évaluation du modèle LSP de suie

Les comparaisons des champs de température moyenne prédite par FDS et mesurée expérimentalement pour une flamme d'heptane de 23cm avec aspersion par brouillard d'eau est illustrée aux Figure 4.22 et Figure 4.23. D'une manière globale, la prédiction reproduit la structure d'une flamme de diffusion soumise à aspersion par brouillard d'eau, quel que soit le modèle de suie utilisé, avec des niveaux de température beaucoup plus faibles que la flamme non soumise à un brouillard d'eau. On observe également que la dynamique du jet du brouillard d'eau provoque la déstructuration de la flamme et un phénomène de contre-diffusion. Aussi, la structure de la flamme prédite a tendance à s'aplatir et s'incliner d'un côté, contrairement à la structure de la flamme obtenue par mesure de la température moyenne qui montre une certaine symétrie. Cette différence est due au positionnement et à l'inclinaison des buses qui sont difficiles à reproduire fidèlement dans le code FDS, à l'incertitude par rapport au choix des plans de mesure entre la prédiction et les données expérimentales (position du plan de mesures par rapport aux trois buses) et enfin à l'incertitude de mesure de la température dans la flamme.

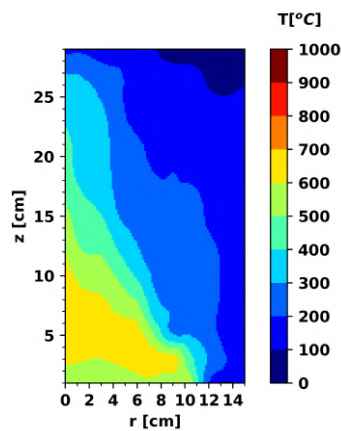


FIGURE 4.22 – Champ des températures moyennes expérimentales pour la flamme d'heptane de 23cm avec FDS.

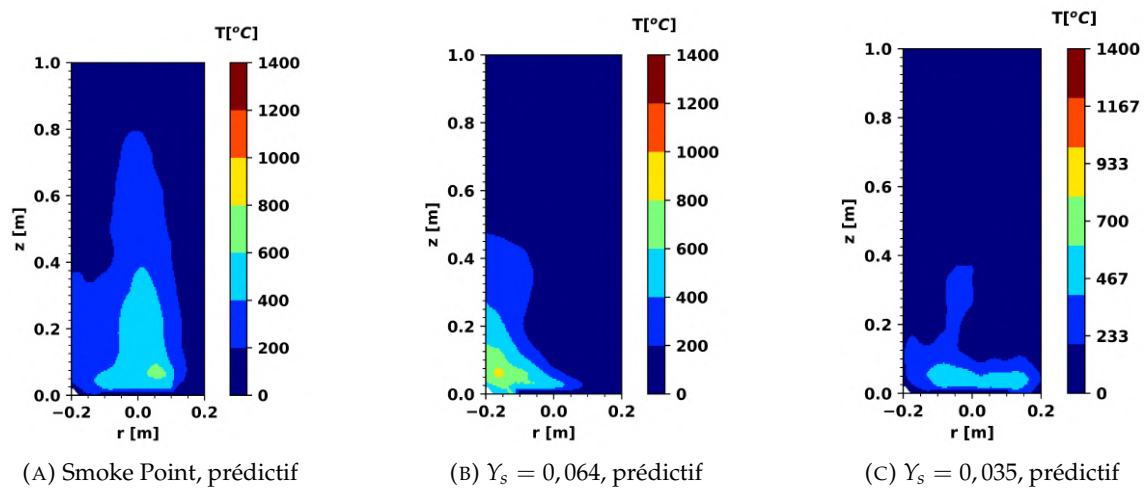


FIGURE 4.23 – Champs des températures moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm avec brouillard d'eau.

Les contours de la fraction volumique de suie prédite par FDS pour la flamme d'heptane soumise à un brouillard d'eau sont présentés en Figure 4.24. En premier lieu, on observe des valeurs prédites de fraction volumique de suie inférieures à celles de la flamme non soumise au brouillard d'eau. On remarque aussi que pour le modèle LSP et le modèle de rendement en suie, la production de suie se situe entre la zone de pyrolyse et le noyau de la flamme, provoquée par la déstructuration de la flamme et la suppression des recirculations au sein des vapeurs de combustibles par l'action du brouillard d'eau.

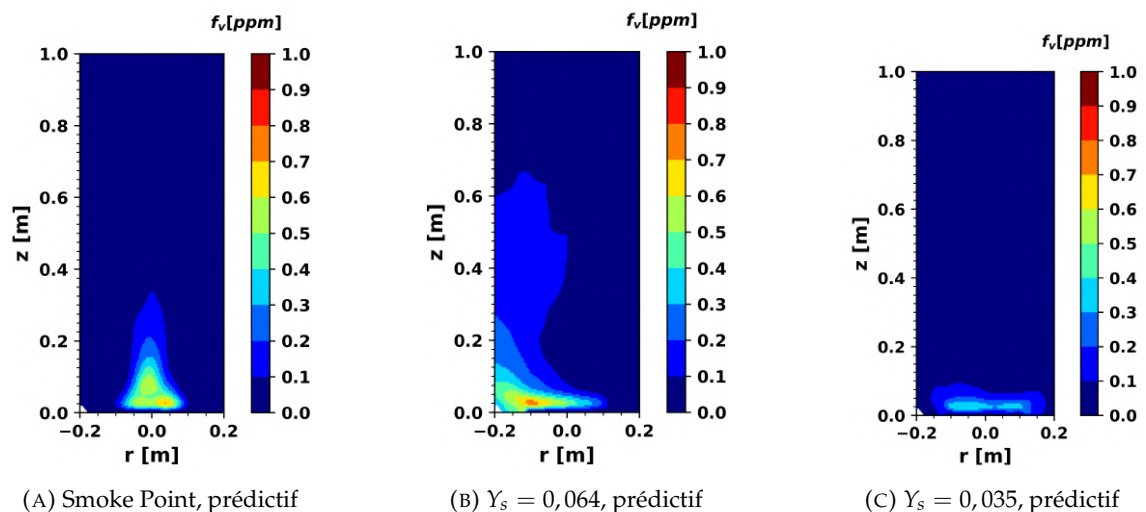


FIGURE 4.24 – Champs des fractions volumiques moyennes pour la flamme d'heptane de 23cm avec brouillard d'eau.

La Figure 4.25 représente la comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de la température moyenne en fonction de la hauteur pour différentes positions radiales ($R = 0, 3, 6$ et $10,5cm$). On voit que le modèle LSP et le modèle avec rendement en suie reproduisent globalement la tendance des profils de température expérimentaux.

Pour des positions radiales proches de l'axe de la flamme ($R = 0$ et $R = 3\text{cm}$), on remarque que la température est sous-estimée quel que soit le modèle utilisé. Plus on s'éloigne de l'axe de la flamme ($R = 3\text{cm}$ et $R = 6\text{cm}$), plus la température prédite s'approche de la mesure. Enfin, à $R = 10,5\text{cm}$ les températures prédites sont surestimées par rapport à la mesure. Le caractère asymétrique de la flamme prédite induit par l'application du brouillard d'eau rend la comparaison avec les données expérimentales très difficile et il faut rester prudent quant aux conclusions à tirer des modèles de suie.

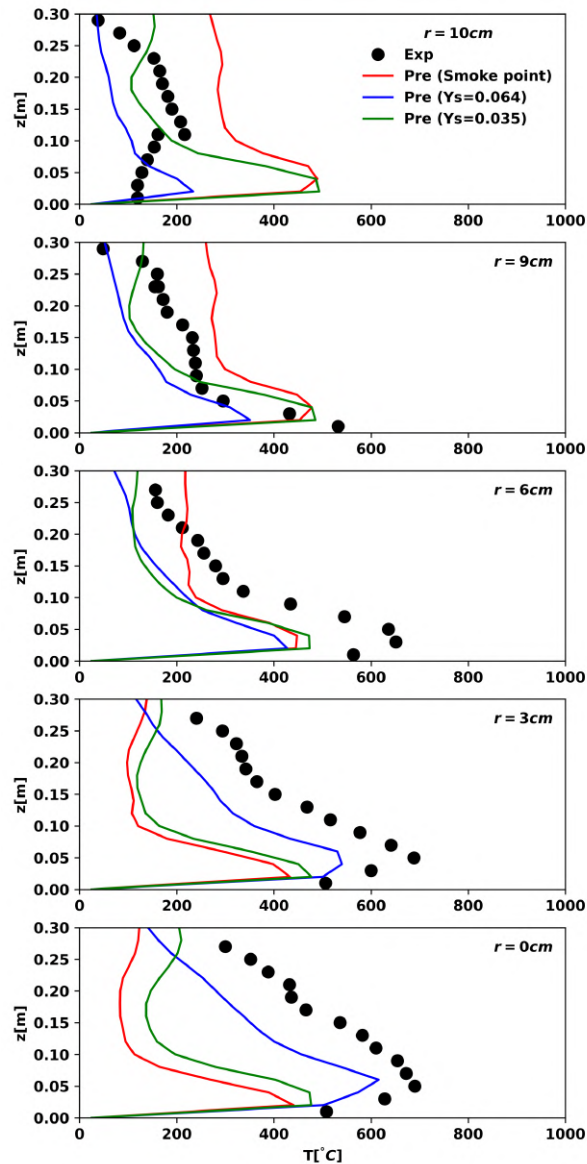


FIGURE 4.25 – Profils de température moyenne en fonction de la hauteur avec brouillard d'eau.

De la même façon que pour la configuration 3, le flux de chaleur radiatif à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale du foyer est surestimé par la prédiction par rapport à celui mesuré expérimentalement (cf. Figure 4.25). Cette différence vient de la production élevée de suie et d'une surestimation de la température dans la zone riche en vapeur de combustible, située juste au-dessus de la surface du liquide. Ces éléments

sont valables pour tous les modèles de formation de suie utilisés. On constate également que pour cette configuration, l'application du brouillard d'eau n'a pas d'effet significatif sur le flux radiatif prédit à la surface du combustible.

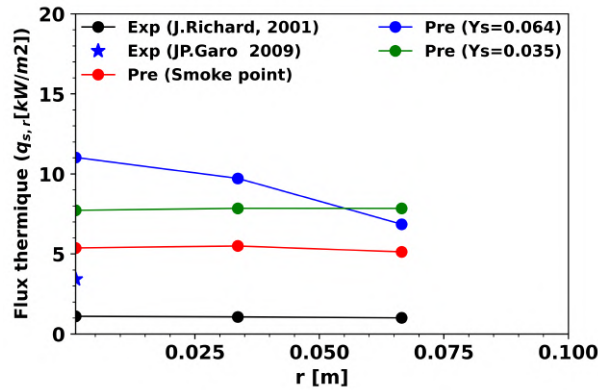


FIGURE 4.26 – Flux de chaleur radiatif mesuré et calculé à la surface de l'heptane en fonction de la position radiale avec brouillard d'eau.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle global de formation de suie basé sur le concept LSP (Laminar Smoke Point) en combinaison avec le modèle d'oxydation de la suie est évalué sur différentes configurations académiques qui consistent en un feu de nappe turbulent en milieu ouvert. Plusieurs combustibles ont été utilisés, à savoir un feu de combustible gazeux de méthane et d'éthylène avec un brûleur poreux de $7,1\text{cm}$ et d'heptane (avec 23cm et 30cm de diamètre) en combustible liquide avec ou sans aspersion par brouillard d'eau. Le modèle LSP a été comparé à une approche par rendement en suie imposé. Les résultats des simulations numériques sont évalués par rapport aux données expérimentales pour chaque configuration. Dans ce modèle, les propriétés des différents combustibles sont prises en compte par la fraction pré-exponentielle déterminée à partir de l'inverse de la hauteur de LSP (cf. Section 3.7), ce qui offre une solution générale et pratique pour la modélisation de la formation de suie dans des feux à combustibles multiples.

Les prédictions avec le modèle LSP des concentrations en suie dans les feux de méthane et d'éthylène (configuration 1) reflètent bien les tendances expérimentales avec un bon accord quantitatif. La structure de la flamme présentée par les contours des températures et les niveaux de température prédite sont similaires aux observations dans la littérature. La fraction volumique de suie prédite avec le modèle LSP est en bon accord avec les observations expérimentales, notamment sur la prédiction de la zone de concentration de suie au centre de la flamme au-dessus du noyau riche en combustible.

Dans le cas des configurations 2 et 3 avec un combustible liquide d'heptane, la prédiction avec le modèle LSP de la formation de suie est assez satisfaisante avec une surestimation dans la zone proche de la surface de combustible. Les niveaux et les profils de

température radiaux prédits sont aussi similaires aux mesures expérimentales. Le flux de chaleur rayonné à la surface du combustible est très surestimé (un rapport de 2,5) par le modèle LSP du fait de la production élevée de suie dans la zone riche en combustible.

Cependant, si on considère les incertitudes de la mesure des concentrations locales de suie dans une flamme et la complexité de la chimie de la suie, ces résultats démontrent un potentiel du modèle LSP pour une application dans des incendies réels. En considérant que les mécanismes de la formation de suie sont simplement représentés par une unique fraction de mélange et un modèle analytique de suie, les résultats présentés par le modèle LSP et les prédictions sont satisfaisants et acceptables pour des simulations d'incendies réels.

Chapitre 5

Étude des flux thermiques dans un milieu confiné mécaniquement ventilé

5.1 Introduction

Ce chapitre présente des résultats expérimentaux réalisés dans le cadre de la thèse de NASR (2011). Ces résultats sont comparés à la modélisation numérique d'un scénario d'incendie d'un feu de nappe en milieu confiné mécaniquement ventilé à l'aide du code de calcul FDS. L'ensemble de l'étude analyse l'influence de la position d'entrée d'air (admission basse ou haute) sur le régime de feu d'heptane de différents diamètres de cuve ($D=23, 26$ et 30cm) pour différents renouvellements horaires (Rh de 1 à 4). De plus, nous avons analysé la question clé relative au processus de vaporisation à la surface du combustible qui dépend du flux de chaleur externe et contrôle le taux de libération de chaleur.

Le domaine de calcul 3D considéré pour notre simulation numérique avec FDS est représenté par la [Figure 5.1](#), il consiste en une partie cubique de 2m de côté qui représente le caisson relié à un système de ventilation équivalent au CERES I représenté dans le [Chapitre 2](#). Le réseau de ventilation présenté dans notre installation a été modélisé en utilisant la méthode HVAC combinée avec FDS et la modélisation des fuites dans le local (cf. [Section 3.9](#)).

Au préalable de l'étude numérique, une étude de sensibilité du modèle au maillage est effectuée pour déterminer la taille de maille qui permet de concilier précision et gain de temps de calcul. Le choix des modèles de turbulence, d'extinction et de combustion est basé sur l'analyse de sensibilité aux modèles numériques effectuée dans le cadre de la thèse de MAGNOGNOU (2016) et détaillée dans le [Chapitre 3](#).

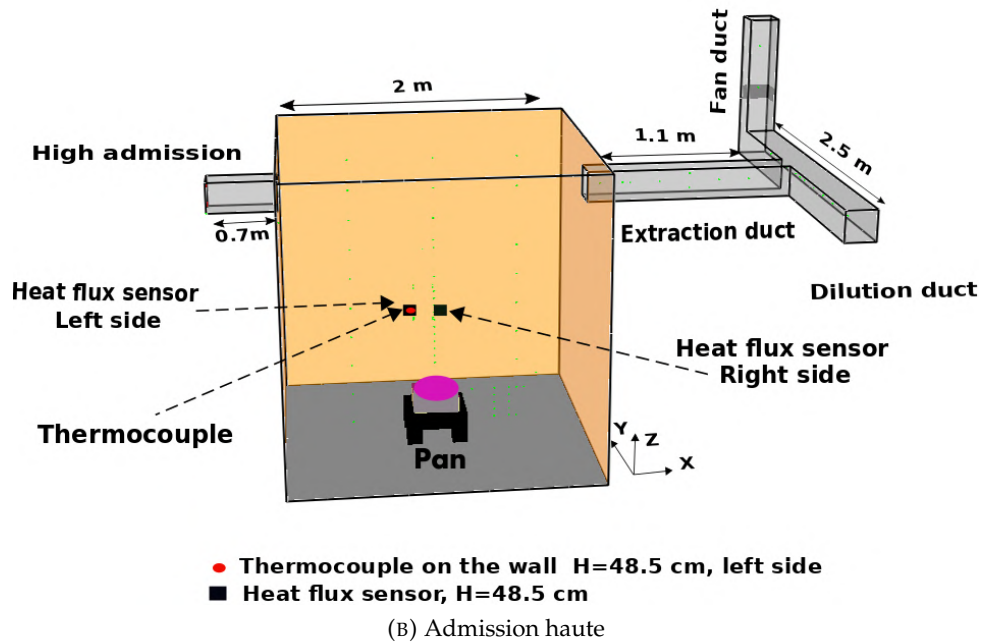
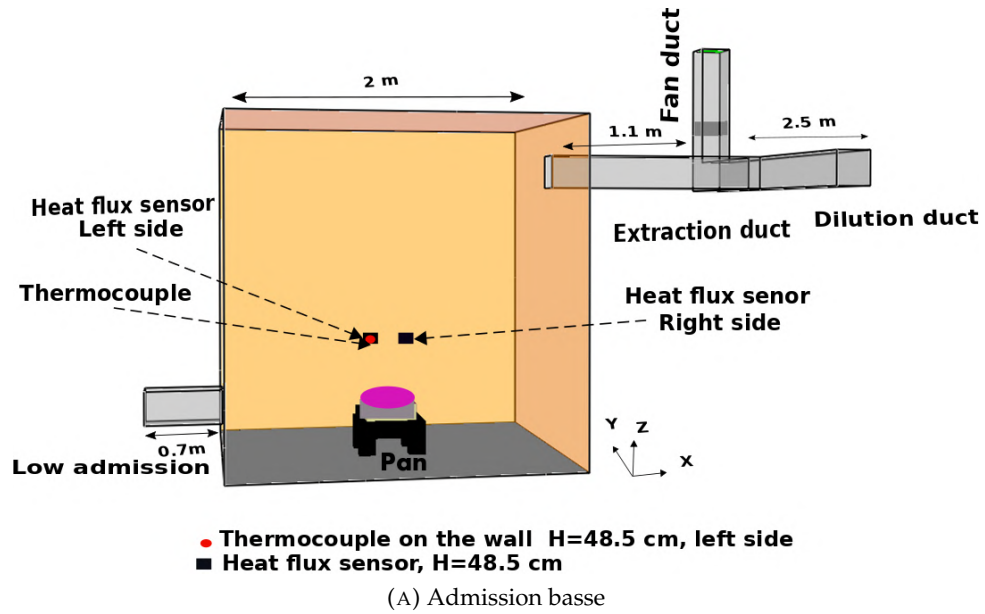


FIGURE 5.1 – Domaine de calcul.

5.2 Étude préliminaire pour l'identification des fuites dans le caisson

Comme mentionné dans la [Section 3.9.2](#), l'Équation 3.50 nous donne l'aire totale des fuites dans le caisson en fonction du débit de fuite et de la pression dans le caisson. La [Figure 3.2a](#) permet d'avoir le débit du ventilateur en fonction de la pression (dans notre cas, la pression dans le local est égale à $9Pa$ pour tous les essais mesurés par NASR (2011)), ce qui nous a permis de déterminer les débits de fuite.

Diamètre de cuve (cm)	Admission	Rh (h^{-1})	Débit du ventilateur ($10^{-3}m^3/s$)	Débit de fuites ($10^{-3}m^3/s$)	Aire totale des fuites ($10^{-3}m^2$)
26	Basse	1	30,8	26,3	6,8
		4	41,0	23,4	6,0
	Haute	1	27,1	22,7	5,9
		4	34,9	17,1	4,4
30	Basse	1	23,2	18,7	4,8
		2	27,1	18,2	4,7
		4	34,9	17,3	4,5
	Haute	1	20,9	16,5	4,3
		2	25,6	16,8	4,35
		4	40,0	22,4	5,8

TABLEAU 5.1 – Tableau des valeurs des débits et des aires totales des fuites dans l'installation pour des feux d'heptane.

Le [Tableau 5.1](#) nous donne les valeurs de l'aire totale de fuite pour des feux d'heptane, sachant que les fuites ne proviennent pas uniquement du local. En effet, une partie de ces fuites provient des conduits de ventilation comme démontré par MAGNOGNOU et al. (2017). Pour déterminer la répartition des fuites entre le local et le reste de l'installation, on utilise les résultats de MAGNOGNOU et al. (2017) appliqués à notre étude.

Premièrement, il faut définir deux zones de fuite. Une première zone dans le local, appelée Zone 1, est assimilée aux fuites provenant de l'orifice permettant le passage des capteurs placés en partie basse en face du foyer. On fait l'hypothèse que la plus grande partie des fuites dans le local s'échappe par cet orifice. Une deuxième zone, appelée Zone 2, est assimilée aux fuites provenant des conduits d'extraction et de dilution.

Deuxièmement, il faut choisir l'aire de zone totale qui permet d'avoir une vitesse d'écoulement inférieure à $1m/s$. On constate en effet que la connaissance du débit de fuite sans connaître la valeur de la vitesse d'écoulement ne permet pas de déterminer directement l'aire de la zone de fuite. Des études préalables recommandent une valeur de la vitesse d'écoulement des fuites inférieure à $1m/s$ (BEJI et al., 2014; WAHLQVIST et

VAN HEES, 2013). Pour vérifier cette condition, on a simulé plusieurs valeurs d'aires de fuites et on a choisi un essai (Heptane 23cm, $Rh = 2,6$, admission haute) où on dispose de toutes les mesures nécessaires, notamment la mesure de la concentration d'oxygène dans la partie extraction avec un débit total de fuites de $0,134m^3/s$, considéré comme le plus élevé des essais dont on dispose.

Les résultats des simulations à froid du local avec une surface totale de fuite comprise entre $0,01m^2$ à $0,04m^2$ sont représentés dans la Figure 5.2 pour des vitesses d'écoulement comprises entre $4,2m/s$ et $1,2m/s$. Pour une vitesse de $4,2m/s$, les fuites auront un effet de soufflage sur la flamme qui ne correspondra pas aux observations expérimentales. Notre choix se porte sur une vitesse de $1m/s$ qui coïncide avec une surface de $0,04m^2$ (voir Figure 5.2d).

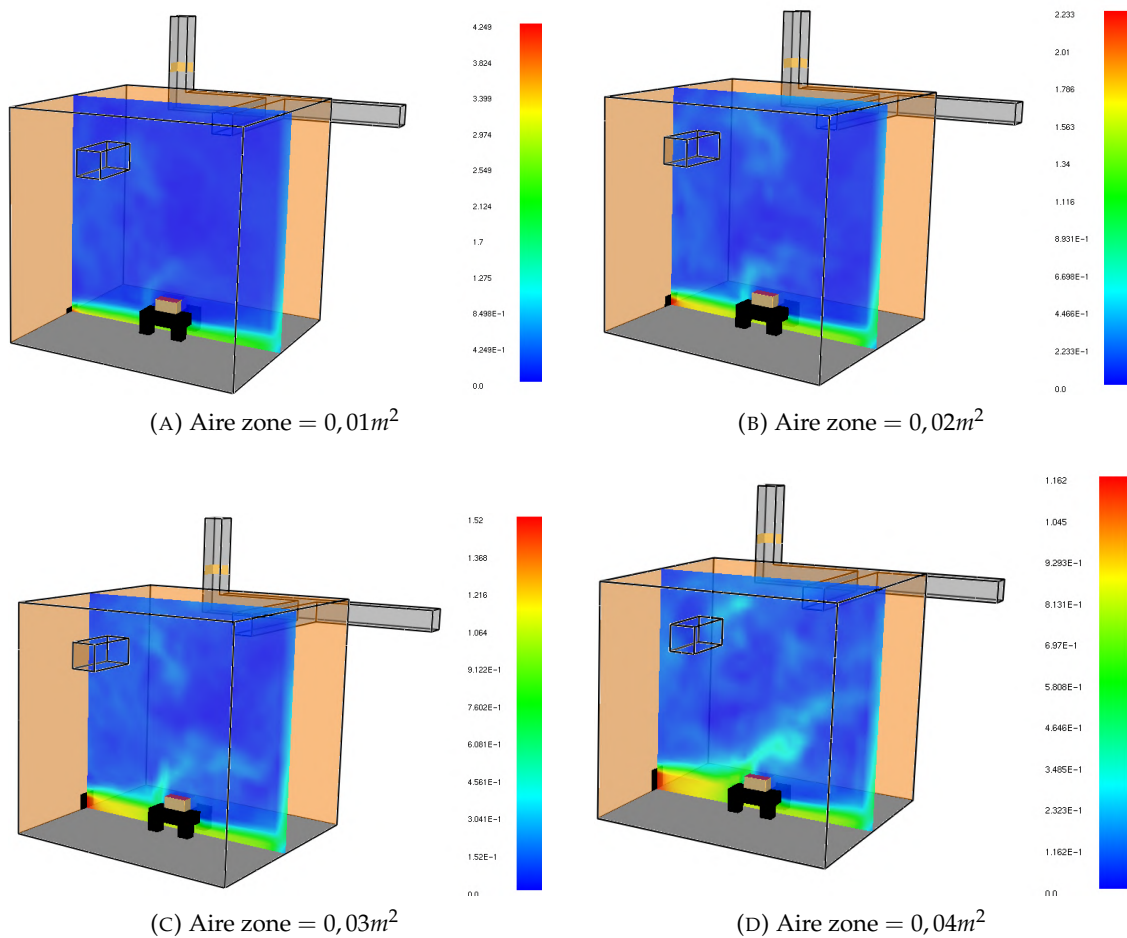


FIGURE 5.2 – Vitesses d'écoulement à froid de l'aire de fuite dans la Zone 1.

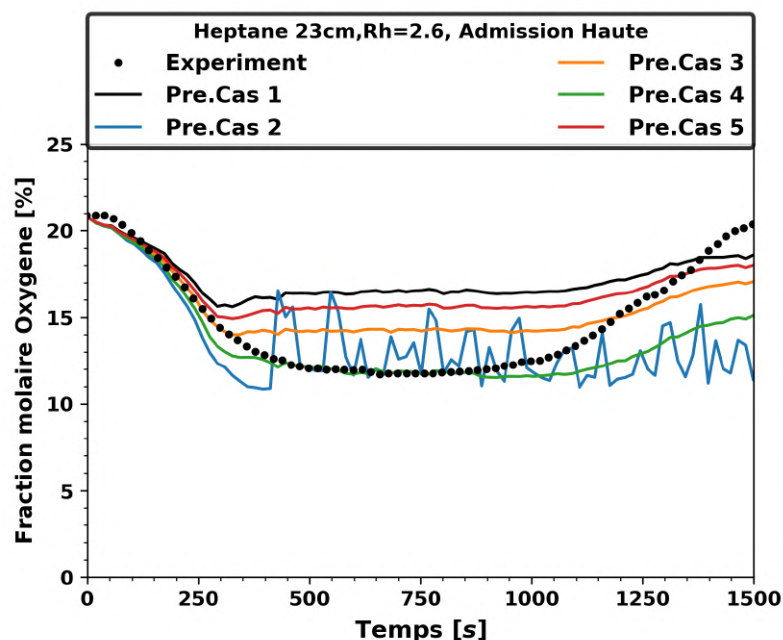
Une fois que l'on a déterminé la surface totale de fuite, on va définir différents cas de répartition de cette aire entre les deux zones, voir Tableau 5.2. Par exemple, le cas 1 consiste à considérer que 100% des fuites proviennent du local.

Configuration	Cas 1	Cas 2	Cas3	Cas 4	Cas 5
fuites dans le local (Zone 1)	100%	0%	50%	25%	75%
fuites dans le système de ventilation (Zone 2)	0%	100%	50%	75%	25%

TABLEAU 5.2 – Différents cas de répartition des fuites dans les deux zones.

La Figure 5.3 représente la comparaison entre l'expérience et la prédiction, tout au long de l'essai, de l'évolution de la concentration de la fraction molaire de l'oxygène mesurée dans la gaine d'extraction pour les différents cas pour un feu d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$ en admission haute, considéré comme un essai bien ventilé avec une combustion complète. Les différentes simulations sont basées sur un modèle d'extinction par défaut et le modèle de combustion à une étape avec le principe de mélange contrôlé. Notre choix de la répartition des fuites dans les deux zones s'appuie sur la configuration qui prédit au mieux la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction par rapport à celle mesurée expérimentalement.

On observe que le cas 4, qui représente une répartition des fuites de 25% dans la zone 1 qui est le local et 75% dans la zone 2 qui correspond aux fuites dans le système de ventilation, prédit une concentration d'oxygène équivalente à celle mesurée expérimentalement. Par conséquent, on considère dorénavant qu'il y a 25% de fuites qui proviennent du local et le reste du système de ventilation pour le reste de l'étude.

FIGURE 5.3 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction pour différentes répartitions des fuites entre les deux zones de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour le feu d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$ en admission haute.

5.2.1 Détermination de la richesse

La richesse, notée ϕ , aussi appelé Rapport Équivalent Global (REG) est le rapport entre :

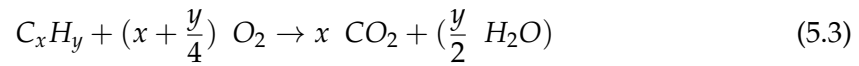
$$\frac{\left[\frac{\text{quantité de comburant}}{\text{quantité de combustible}} \right]_{\text{mélange stoechiométrique}}}{\left[\frac{\text{quantité de comburant}}{\text{quantité de combustible}} \right]_{\text{mélange étudié}}} \quad (5.1)$$

Généralement, le comburant est l'oxygène O_2 contenu dans l'air ambiant. Dans notre étude, la richesse est obtenue par le rapport entre le débit massique du combustible et le débit massique d'air consommé par le feu normalisé par le rapport stœchiométrique r :

$$\phi = \frac{r}{\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{Comb}}} \quad (5.2)$$

où $r = \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{Comb}} \right)_{stoe}$ est le rapport stœchiométrique. Il est également considéré comme la fraction massique stœchiométrique d'oxydant dans une réaction chimique globale de type : $F + rO \rightarrow (1 + r)P$ avec F, P, O représentent respectivement le combustible, l'oxydant et le produit de combustion.

La détermination de r nécessite la connaissance de la réaction de combustion à la stœchiométrie. En considérant un combustible C_xH_y , on aura comme équation de combustion dans l'oxygène :



qui devient alors :

$$r = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{Comb}} = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{C_xH_y}} = \frac{n_{O_2} M_{O_2}}{n_{C_xH_y} M_{C_xH_y}} = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) 32}{12x + y} \quad (5.4)$$

Le calcul de la richesse globale, dans notre étude a nécessité la connaissance du débit massique d'oxydant \dot{m}_O et celui du combustible \dot{m}_F .

Le débit massique d'oxydant \dot{m}_O correspond à celui de l'oxygène. Il est obtenu à partir du débit massique de l'air \dot{m}_{Air} provenant du caisson. Ce dernier est obtenu soit à partir de la somme du débit de fuite provenant du local avec celui de la gaine d'admission (cf. Équation 5.5), soit à partir de la mesure de la vitesse dans la gaine d'extraction (cf. Équation 5.6).

$$\dot{m}_{Air} = \dot{m}_{admi} + \dot{m}_{fuites} \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_{Air} = (\dot{V}_{admi} + \dot{V}_{fuites}) \cdot \rho_{Air} \quad (5.6)$$

avec $\dot{V}_{fuites} = 0,25\dot{V}_{total\ fuites}$. \dot{V}_{admi} est déterminé à partir de la mesure de la vitesse d'entrée d'air dans le caisson et $\dot{V}_{total\ fuites}$ est obtenu par conservation du débit et de la pression du local mesurée.

Comme l'oxygène représente 23% du mélange de l'air, la connaissance du débit massique d'air provenant du caisson nous donne le débit massique de l'oxygène avec la relation suivante :

$$\dot{m}_O = 0,23\dot{m}_{Air} \quad (5.7)$$

Le débit massique de combustible \dot{m}_F est obtenu à partir de la perte de masse mesurée expérimentalement et la fraction massique stœchiométrique r obtenue à partir de l'Équation 5.4. La richesse est donc calculée en utilisant la relation suivante :

$$\phi = \frac{\frac{\dot{m}_{Comb}}{0,23\rho_{Air}\cdot\dot{m}_{Air}}}{\frac{12x + y}{32(x + y/4)}} \quad (5.8)$$

où x et y représentent respectivement le nombre d'atomes de carbone et le nombre d'atomes d'hydrogène du combustible F .

5.3 Sensibilité au maillage

La modélisation numérique d'une configuration ou d'un scénario d'incendie avec le code de calcul FDS passe par une discrétisation spécifique du domaine spatial qui est composé de plusieurs volumes rectilignes nommés mailles. Chaque maille est divisée en cellules rectangulaires, dont le nombre est déterminé par la dynamique des écoulements (MCGRATTAN et al., 2013a).

La sensibilité au maillage a un lien direct avec l'échelle de longueur caractéristique. Une plus grande résolution de mailles signifie théoriquement une meilleure précision des résultats, mais le coût du calcul (temps de calcul) et les erreurs numériques potentielles tendent à augmenter. Par conséquent, il est important d'en prendre compte pour trouver une bonne résolution de maillage pour résoudre un problème dans FDS. L'Équation 5.9 permet d'avoir un ordre de grandeur sur la taille optimale du maillage, en déterminant le diamètre caractéristique du feu et le rapport de taille des cellules en fonction du taux de dégagement de chaleur total (rapport adimensionnel $D^*/\delta x$).

$$D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_\infty C_p T_\infty \sqrt{g}} \right)^{2/5} \quad (5.9)$$

avec D^* (m) le diamètre caractéristique du feu, \dot{Q} (kW) la puissance maximale du foyer, ρ_∞ (kg/m^3) la masse volumique de l'air, C_p ($J/kg/K$) la capacité thermique spécifique de l'air, T_∞ (K) la température ambiante, g ($9,81m/s^2$) l'accélération de la pesanteur et δ_∞ la taille nominale d'une cellule de maille.

Il est mentionné dans la littérature (STROUP, 2014) qu'il faut utiliser une valeur du rapport adimensionnel $D^*/\delta x$ comprise entre 4 et 16. Dans notre cas, il s'agit d'une simulation d'incendie en milieu confiné ventilé, la puissance maximale de feu est de $40kW$ avec un feu d'heptane de $23cm$ pour $Rh = 1$. On obtient : $D^* = 0,264m$ qui permet d'obtenir :

$$4 \leq \frac{D^*}{\delta x} \leq 16 \quad \Rightarrow \quad D^*/16 \leq \delta x \leq D^*/4$$

Soit une taille de maille comprise entre : $1,65cm \leq \delta x \leq 6,6cm$

On prend en compte les dimensions de l'installation ($2m \times 2m \times 2m$) et l'intervalle optimal [$1,65$ et $6,6cm$] pour les tailles des mailles. On a opté pour deux tailles de maille : $M1 = 2,5cm$ et $M2 = 5cm$.

Taille de la maille (cm)	Temps de calcul (heures)
2,5	120
5	16

TABLEAU 5.3 – Temps de calcul pour les deux tailles de mailles.

Les résultats de cette analyse sont représentés dans le [Tableau 5.3](#) pour évaluer le temps de calcul en fonction de la taille de maille et dans les [Figure 5.4](#) et [Figure 5.5](#) pour comparer les mesures et les prédictions numériques de la puissance de feu, la température des gaz dans la gaine d'extraction, la concentration en O_2 et en CO_2 au niveau du foyer, le flux radiatif à la surface de la cuve et le flux radiatif reçu par le mur à $h = 73cm$ (cf. [Figure 2.8](#)).

Nous pouvons constater en analysant la [Figure 5.5](#) une équivalence entre les évolutions de la prédiction avec les deux tailles de maille ($M1 = 2,5cm$ et $M2 = 5cm$) et les évolutions des grandeurs physiques mesurées (puissance de foyer, température des gaz, et concentration en O_2 et CO_2). En revanche, la prédiction des flux thermiques [Figure 5.5a](#) et [Figure 5.5b](#) avec le maillage $M1 = 2,5cm$ est légèrement surestimée par rapport au maillage $M2 = 5cm$. On remarque aussi que, avant $500s$, la valeur élevée des flux thermiques expérimentaux au niveau du combustible est due à la difficulté de mesurer avec précision la profondeur de combustible [Équation 2.1](#) pour un coefficient d'atténuation exponentiel, ce qui explique la grande différence avec la prédiction au début de la simulation.

Cela permet de dire que les deux tailles de mailles peuvent être utilisées dans cette étude numérique. Le [Tableau 5.3](#) montre une très grande différence au niveau du temps de calcul, de 15 h pour une taille de maille de $M2 = 5cm$ à 5 jours avec une taille de maille de $M1 = 2,5cm$, ce qui donne un facteur 7 entre les deux types de mailles. Le type $M2$ peut être considéré comme suffisant pour atteindre une bonne convergence pour la prédiction de la puissance, la concentration en oxygène, concentration en dioxyde de carbone, température des gaz et les flux thermiques en tenant compte des incertitudes expérimentales.

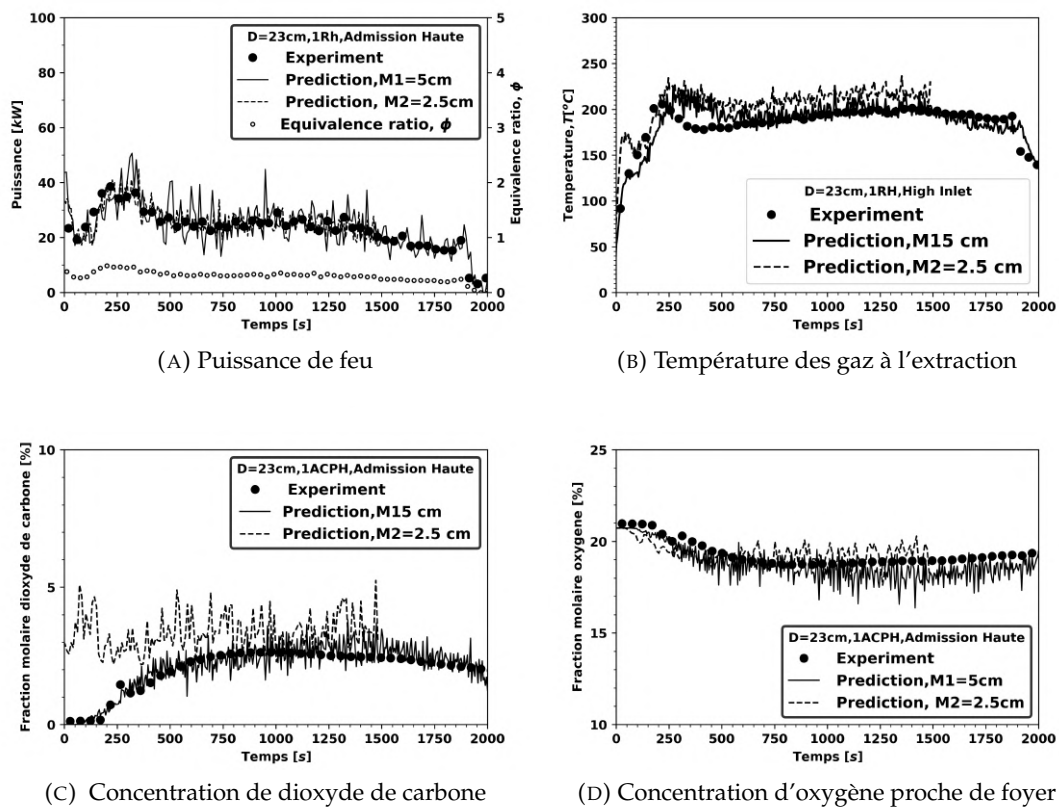


FIGURE 5.4 – Comparaison entre l'expérience et le numérique de la résolution du maillage pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à $Rh = 1$ en admission haute avec deux tailles de maille de $M1 = 5\text{cm}$ et $M2 = 2,5\text{cm}$.

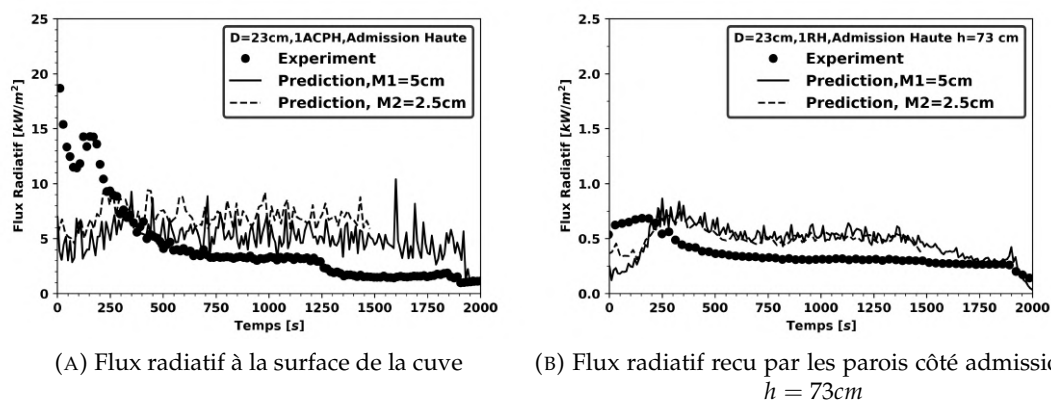


FIGURE 5.5 – Comparaison entre l'expérience et le numérique de la résolution du maillage pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à $Rh = 1$ en admission haute avec deux tailles de maille de $M1 = 5\text{cm}$ et $M2 = 2,5\text{cm}$.

5.4 Impact du confinement sur la dynamique du feu dans un milieu confiné

Cette étude a pour but de comprendre les effets de la position de l'entrée d'air dans un compartiment avec un feu confiné et mécaniquement ventilé, en utilisant à la fois l'expérience tirée des travaux de thèse de NASR (2011) et la modélisation numérique avec un code CFD. On s'intéresse particulièrement à la détermination des composantes du flux de chaleur radiatif à la surface du combustible liquide pour des feux bien ventilés à sous-ventilés dans un environnement confiné. Par la suite, les effets de la ventilation sur la dynamique du feu, l'équilibre thermique, la concentration en oxygène, la température dans le local et la stratification des gaz chauds sont présentés.

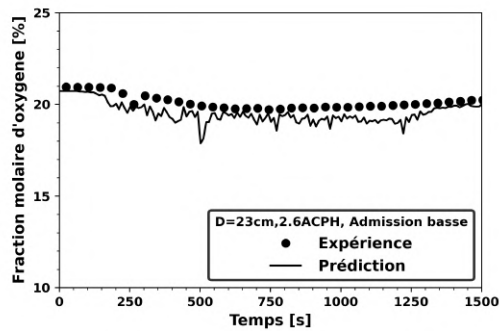
Cette étude a fait l'objet de deux articles publiés (ACHERAR et al., 2022, 2020).

5.4.1 La concentration en oxygène et la puissance de feu

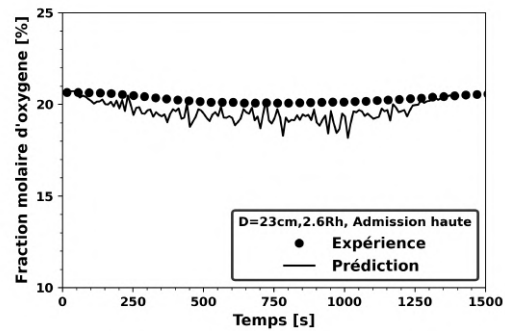
Dans cette partie, on détaille une série d'études paramétriques permettant de montrer l'effet du confinement et de la position d'entrée d'air sur le comportement de l'incendie en milieu confiné. Pour cela, on s'appuie sur les résultats de mesures de la puissance du feu ainsi que sur la pression, la vitesse, les espèces, le flux de chaleur et la température qui sont comparés à la prédiction.

Nous présentons le feu d'heptane réalisé avec une cuve de diamètre de 23cm pour un renouvellement horaire de $Rh = 2,6$ et des cuves de diamètre de 26cm et 30cm pour des renouvellements horaires de $Rh = 1$ et $Rh = 4$. La position de l'admission d'air influence l'équilibre du retour de chaleur vers la surface du combustible liquide et l'oxygène disponible dont dépend la dynamique du feu.

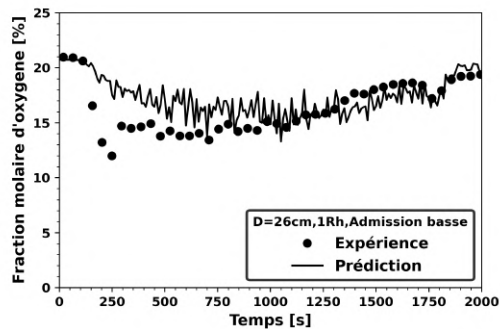
Les résultats de comparaison entre la simulation numérique et l'expérience de la concentration d'oxygène mesurée à une distance de 0,3m au bord de la cuve du combustible (cf. Figure 2.8) sont présentés sur les Figure 5.6 à Figure 5.10. La concentration en oxygène est généralement bien prédite par le code FDS avec une erreur inférieure à 20% par rapport à la mesure expérimentale pour tous les essais. Ces comparaisons nous permettent de vérifier à quel point l'air est vicié autour du feu dans le local.



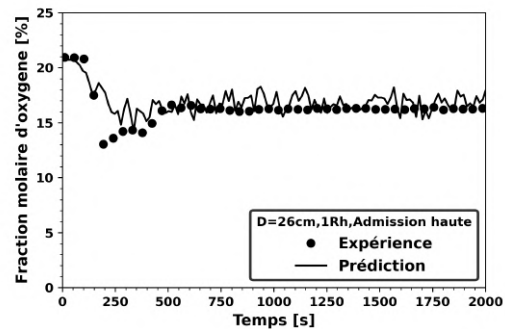
(A) Admission basse



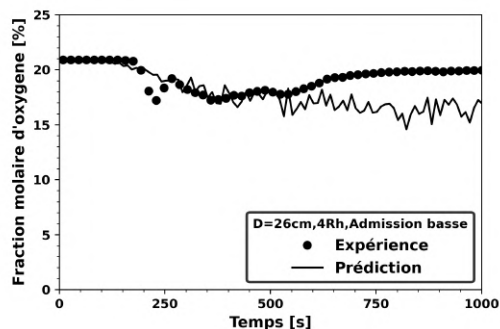
(B) Admission haute

FIGURE 5.6 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$.

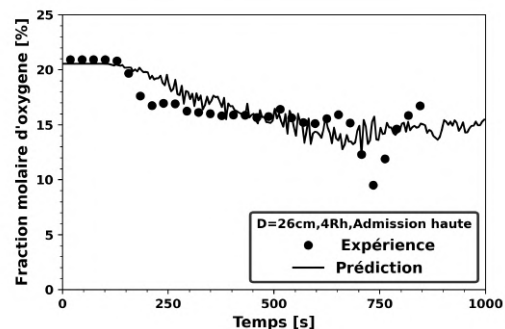
(A) Admission basse



(B) Admission haute

FIGURE 5.7 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 26cm à $Rh = 1$.

(A) Admission basse



(B) Admission haute

FIGURE 5.8 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche de la flamme d'heptane de 26cm à $Rh = 4$.

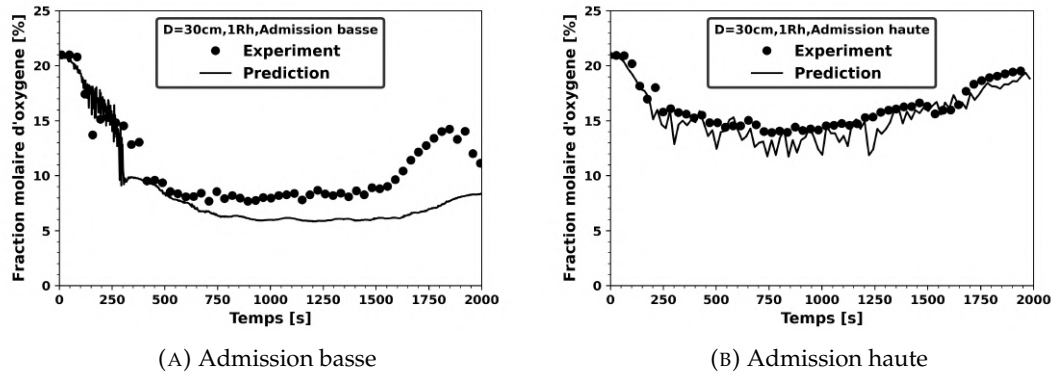


FIGURE 5.9 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction de l’évolution de la fraction molaire d’oxygène proche de la flamme d’heptane de 30cm à $Rh = 1$.

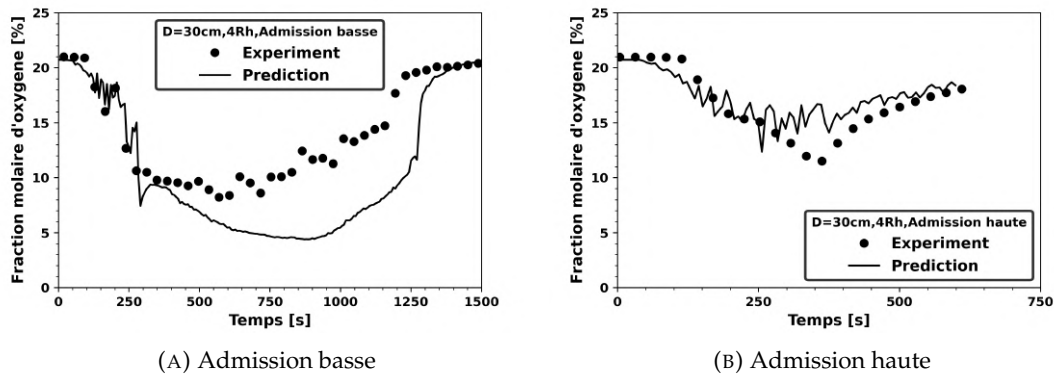


FIGURE 5.10 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction de l’évolution de la fraction molaire d’oxygène proche de la flamme d’heptane de 30cm à $Rh = 4$.

Pour identifier le régime de dynamique du feu, une valeur de richesse globale ϕ (REG) égale à 0,7 définit le seuil de transition entre un feu sous et sur-ventilé (BRYNER et al., 1994; MAGNOGNOU et al., 2017). On constate qu’une concentration en oxygène supérieure à 15% correspond à un feu bien ventilé avec un REG inférieur à 0,7 (cf. Figure 5.6). Pour les cas où la concentration d’oxygène est comprise dans l’intervalle 10% à 15%, on parle d’un feu sous-ventilé avec une valeur de REG entre 0,7 et 1. Enfin, pour une concentration d’oxygène inférieure à 10% avec une valeur de REG supérieure à 1, on parle d’un feu très sous-ventilé.

Les Figure 5.11 à Figure 5.15 montrent l’évolution temporelle du HRR pour les cas d’admission d’air en partie basse et en partie haute.

En analysant l’évolution temporelle du HRR , on peut dire que la dynamique du feu dans le local en fonction du REG suit trois étapes principales, à savoir la phase initiale, la phase de développement complet et la phase de décroissance de l’incendie. Pour tous les cas étudiés, pendant la période initiale, la quantité d’oxygène entourant la base du foyer est maintenue avec une concentration supérieure à 15% quelle que soit la position de l’entrée d’air, (comme on le constate sur les Figure 5.11 à Figure 5.15. Cela s’explique par

la disponibilité d'une quantité suffisante d'oxygène, initialement présent dans le local, et par l'écoulement du flux d'air de l'admission à l'extraction qui permet aux gaz de pyrolyse d'avoir une combustion en phase gazeuse plus rapide, jusqu'à atteindre le HRR maximal en peu de temps.

On observe, dans le cas du diamètre de cuve de 30cm avec une entrée d'air en position haute (cf. Figure 5.15), que le HRR atteint une valeur maximale de 60kW . Tandis que, pour le changement de la position de l'entrée d'air de la partie haute à la partie basse, le HRR maximal s'élève jusqu'à 100kW (cf. Figure 5.14). La réduction de la taille de la cuve de combustible liquide de 30cm (cf. Figure 5.14) à 23cm (cf. Figure 5.11) entraîne une diminution du pic de HRR . En conclusion, dans le cas présent, l'effet de l'augmentation de la taille du foyer sur les paramètres du feu est plus important que celui de la concentration en oxygène à proximité du foyer.

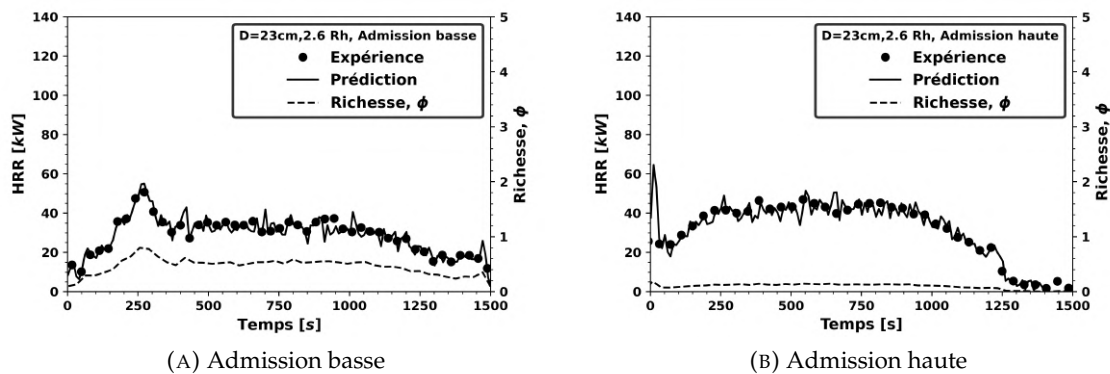


FIGURE 5.11 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 23cm à $Rh = 2,6$.

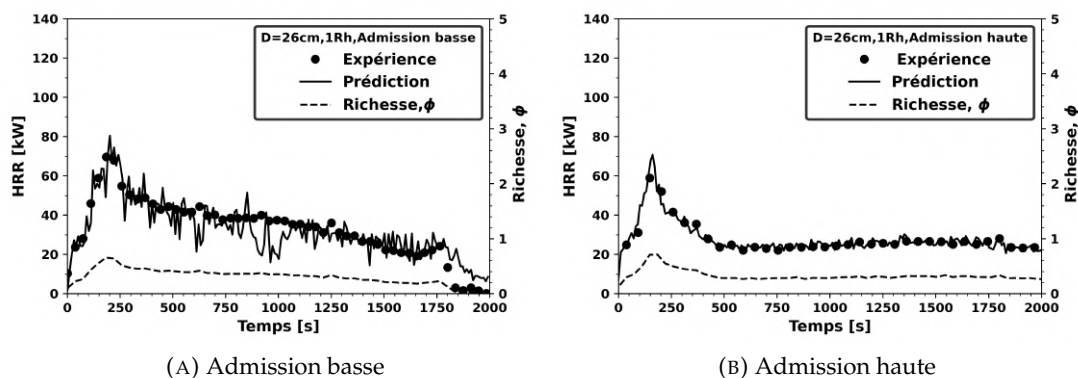


FIGURE 5.12 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 26cm à $Rh = 1$.

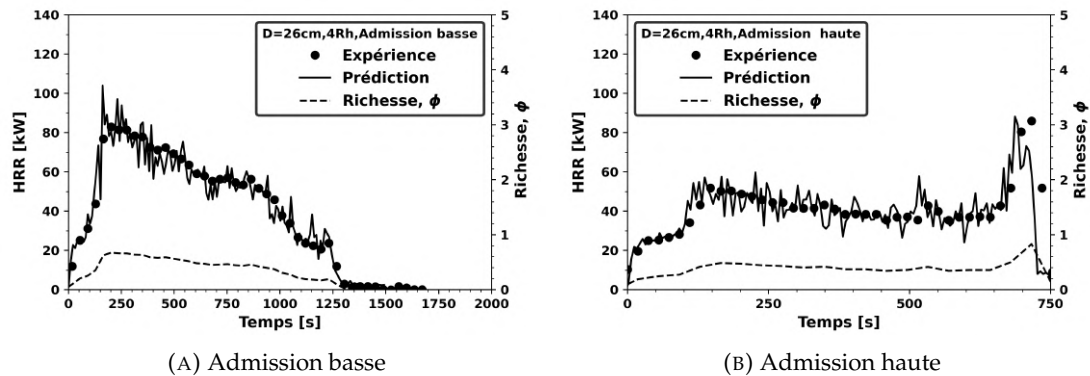


FIGURE 5.13 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 26cm à $Rh = 4$.

On constate qu'à partir de 250s, la quantité d'oxygène présente initialement dans le local est consommée. Ce qui provoque une décroissance de la puissance du feu. On remarque aussi que la décroissance du HRR est plus nette pour les cas d'entrée d'air en partie basse, certainement à cause de la croissance très rapide du HRR au début de l'incendie. On peut expliquer ce phénomène par la présence de deux mécanismes en compétition au sein du local : le premier est l'augmentation du retour de chaleur de la flamme sur la surface de pyrolyse et le second est l'efficacité de l'évacuation des gaz chauds par le système de ventilation. Cette évacuation permet de réduire le retour de chaleur à la surface du combustible liquide, provoquant ainsi un refroidissement autour du bac, ce qui entraîne la diminution de la vitesse de combustion.

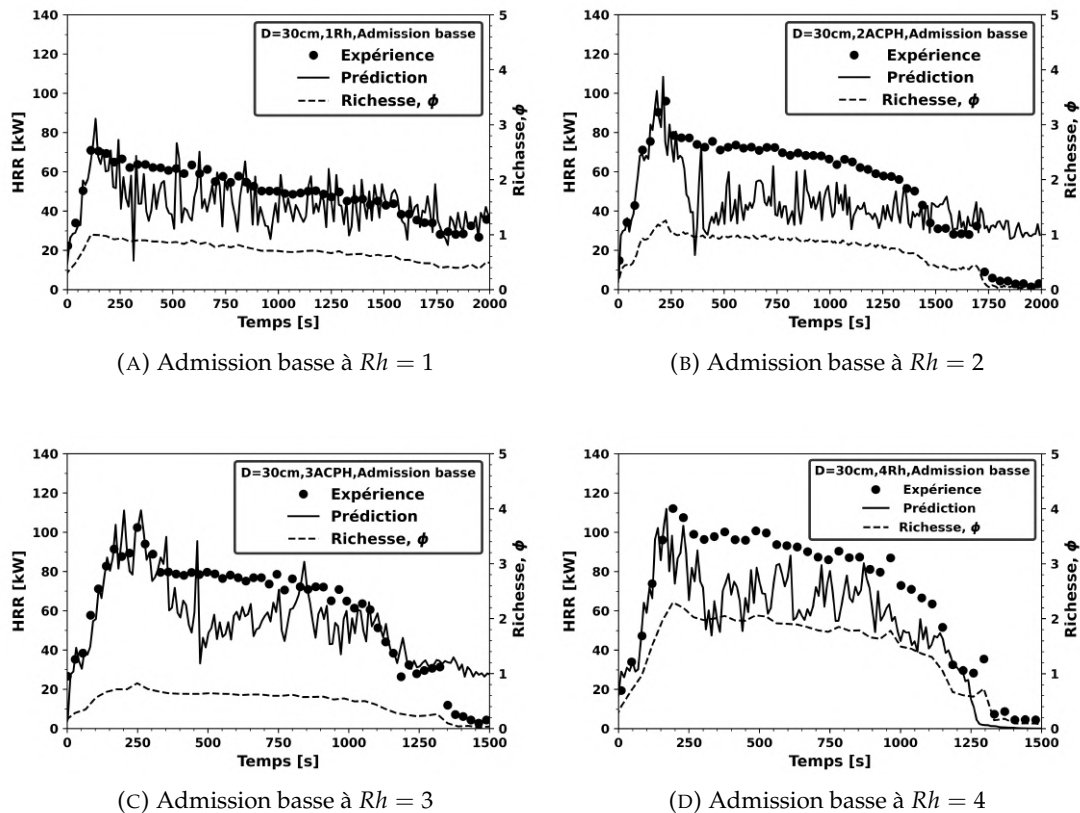


FIGURE 5.14 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 30cm pour $1 \leq Rh \leq 4$ en admission basse.

Dans les conditions de sous-ventilation, le changement de position de l'entrée d'air, de partie basse à partie haute, change de manière significative la dynamique du feu. Par exemple, pour une cuve de 30cm de diamètre et $Rh = 1$, le HRR décroît après un pic à 70kW pour une entrée d'air en partie basse (cf. Figure 5.14a) et de 60kW pour une entrée d'air en partie haute (cf. Figure 5.15a). L'augmentation du renouvellement horaire (Rh) de 2 jusqu'à 4 implique, pour le cas d'entrée d'air en partie basse, un bon apport en oxygène avec un pic HRR allant de 70kW (cf. Figure 5.14b) jusqu'à 90kW (cf. Figure 5.14d) suivi d'une période de quasi-stabilité. Cependant, une augmentation du Rh de 2 à 4 pour le cas de l'entrée d'air en partie haute produit un refroidissement des couches de fumées chaudes au niveau du plafond. L'incendie est alors contrôlé par la vitesse de pyrolyse via un retour de chaleur de la flamme. La Figure 5.15 du HRR en fonction du temps pour l'entrée d'air en partie haute montre une insensibilité de HRR_{Max} à l'augmentation du Rh de 1 à 4 avec un pic du HRR à 65kW.

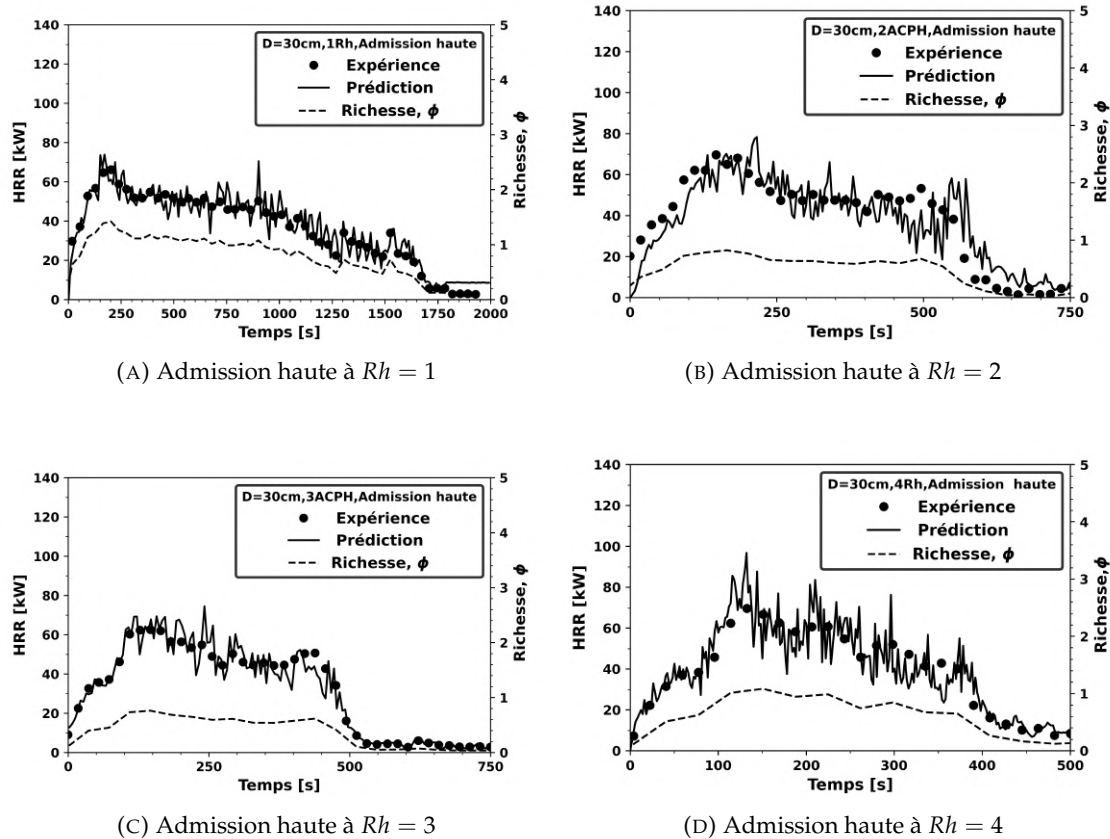


FIGURE 5.15 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la puissance d'un feu d'heptane de 30cm pour $1 \leq Rh \leq 4$ en admission haute.

Dans le cas d'un $Rh = 4$, le HRR est le plus élevé pour l'entrée d'air en partie basse, ce qui implique une diminution de la concentration d'oxygène jusqu'à 7% (cf. Figure 5.10a). Réciproquement, pour l'entrée d'air en partie haute avec un HRR plus faible, une concentration d'oxygène plus élevée est observée, environ 13% (cf. Figure 5.10b).

En général, la concentration d'oxygène proche de la flamme pour une entrée d'air en partie haute est supérieure à celle en partie basse. On remarque aussi que, la dynamique du feu est moins sensible à la position d'entrée d'air dans les cas des feux bien ventilés en raison de la quantité suffisante d'oxygène qui permet une bonne combustion dans le local, comme le montre les Figure 5.6a, Figure 5.6b de la concentration en oxygène et les Figure 5.11a, Figure 5.11b pour le HRR avec la cuve de 23cm de diamètre.

L'extinction de l'incendie pour un régime sous-ventilé ($D=30\text{cm}$) avec une entrée d'air en partie basse est causée par un manque d'oxygène dans le local. Le contraire est observé pour les cas d'une entrée d'air en partie haute où l'incendie s'éteint par manque de combustible à la suite d'une production élevée des gaz de pyrolyse et d'une bonne dégradation du combustible liquide. Ainsi, l'extinction du feu se produit plus tôt pour une position d'entrée d'air en partie haute qu'en partie basse et la durée du feu passe de 2000s à 500s.

La circulation du flux d'air dans le compartiment est principalement due au système de ventilation mécanique. Les fuites présentes dans le local contribuent à l'apport d'oxygène proche du sol, ce qui crée une dynamique d'écoulement d'air dans le compartiment. Quand on compare les résultats expérimentaux aux numériques, on remarque que pour l'expérience le \dot{Q}_{m_f} qui est déduit du MLR mesuré ne tient pas compte de l'efficacité de la combustion en phase gazeuse. on observe aussi des oscillations de HRR prédit qui peuvent atteindre 60kW de différence dans le cas d'une entrée d'air en partie basse (cf. [Figure 5.14](#)), causée principalement par l'interaction entre le modèle de combustion et de ventilation. Ainsi, des oscillations sont observées dans la simulation mais pas dans les résultats expérimentaux. Ces phénomènes d'oscillations sont observés dans la littérature avec les travaux de ZAVALETA et AUDOUIN (2018) et TAKEDA (1985) qui les attribuent à la flamme fantôme qui se déplace du foyer vers les zones ayant un meilleur apport en oxygène.

Le rendement de combustion η est calculé à partir du rapport entre l' HRR prédit et le \dot{Q}_{m_f} . Pour la cuve d'heptane de diamètre 30cm en admission partie basse (cf. [Figure 5.14](#)), le \dot{Q}_{m_f} est plus élevé que celui prédit au fur et à mesure que la quantité d'oxygène diminue autour du foyer avec un REG proche de 1. Cela correspond à un feu sous-ventilé avec une diminution drastique de l'efficacité de combustion jusqu'à environ 0,5 due à la production d'une quantité très élevée d'imbrûlés (BLOMQVIST et al., 2004; MAGNOGNOU et al., 2017). Le changement de position de l'entrée d'air de partie basse à partie haute pour le même diamètre de cuve conduit à un feu sur-ventilé avec un REG inférieur à 0,8 et un rendement de combustion qui atteint la valeur de 1 (cf. [Figure 5.15](#)).

Pour la cuve d'heptane de diamètre $D \leq 26\text{cm}$, le HRR prédit par la simulation suit de près le modèle théorique avec une bonne précision (cf. [Figure 5.11](#) à [Figure 5.13](#)). Ce qui montre que le débit d'air fourni par la ventilation mécanique est suffisant pour entraîner une combustion intensive avec un REG inférieur à 0,7 et une efficacité de combustion proche de 1 (cf. [Tableau 5.4](#)). Avec une augmentation du Rh de 1 à 4 pour un diamètre de la cuve de 26cm , on constate que le HRR est toujours plus important lorsque l'air est admis en partie basse, quelle que soit la concentration en oxygène autour de la flamme. On observe que la dynamique du feu devient moins sensible à la position de l'entrée d'air pour les feux bien-ventilés en raison de la quantité suffisante d'oxygène.

D(cm)	Rh (h ⁻¹)	Position d'en- trée d'air	REG ϕ	Efficacité de la combustion η	Régime de combustion
23 cm	2,6	Basse	0,1 < ϕ < 0,7	$\eta \approx 1$	Bien ventilé
23 cm	2,6	Haute	0,1 < ϕ < 0,2	$\eta \approx 1$	Bien ventilé
26 cm	1-4	Basse	0,1 < ϕ < 0,8	$\eta \approx 1$	Bien ventilé
26 cm	1-4	Haute	0,1 < ϕ < 0,8	$\eta \approx 1$	Bien ventilé
30 cm	1	Basse	0,4 < ϕ < 1	$\eta \approx 0,7$	Sous-ventilé
30 cm	2	Basse	0,1 < ϕ < 1	$\eta \approx 0,5$	Sous-ventilé
30 cm	3	Basse	0,4 < ϕ < 0,8	$\eta \approx 0,5$	Sous-ventilé
30 cm	4	Basse	0,1 < ϕ < 1,2	$\eta \approx 0,5$	Sous-ventilé
30 cm	1-3	Haute	0,1 < ϕ < 0,8	$\eta \approx 1$	Sous-ventilé
30 cm	4	Haut	0,1 < ϕ < 0,6	$\eta \approx 1$	Sous-ventilé

TABLEAU 5.4 – Caractéristiques des résultats expérimentaux et des simulations des cas étudiés (ACHERAR et al., 2020).

5.4.2 Champs de pression et de vitesse

Dans les scénarios d'incendie en compartiment confiné et ventilé, on surveille particulièrement la pression au sein du local car a variation peut modifier les niveaux de confinement et la sécurité de l'installation.

Les Figure 5.16 et Figure 5.17 montrent l'évolution temporelle de la dépression ($P_0 - P$) à l'intérieur de l'enceinte mesurée à 20 cm du sol (cf. Figure 2.6) et comparée à la simulation pour un diamètre de 30cm et pour des Rh de 1 et 4. On remarque que la dépression dépend fortement du développement du feu associé à la position de l'entrée d'air. Une augmentation du Rh de 1 à 4 pour une entrée d'air en partie haute augmente le niveau de dépression jusqu'à 40Pa en raison d'une diminution du HRR. Pour l'entrée d'air en partie basse, l'augmentation du Rh de 1 à 4 tend à réduire le pic de dépression de 40 à 30Pa, provoqué par la croissance du HRR.

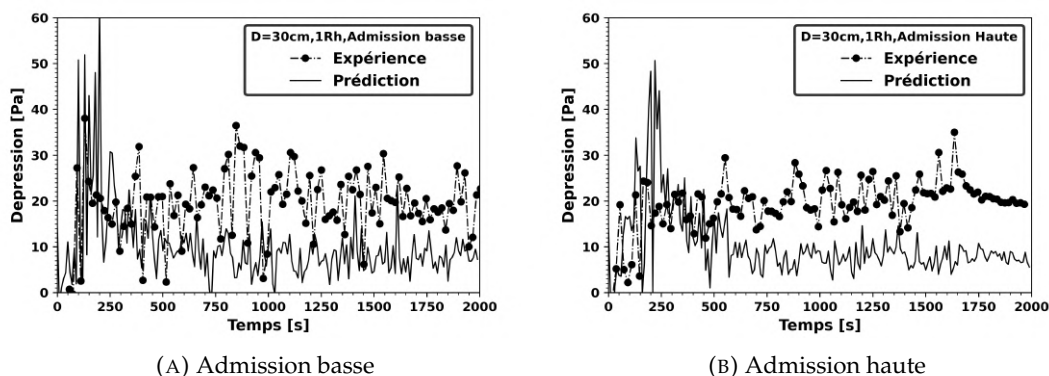


FIGURE 5.16 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la pression dans le local pour une cuve de 30cm à Rh = 1.

L'évolution temporelle de la vitesse du flux d'air entrant par le conduit d'admission

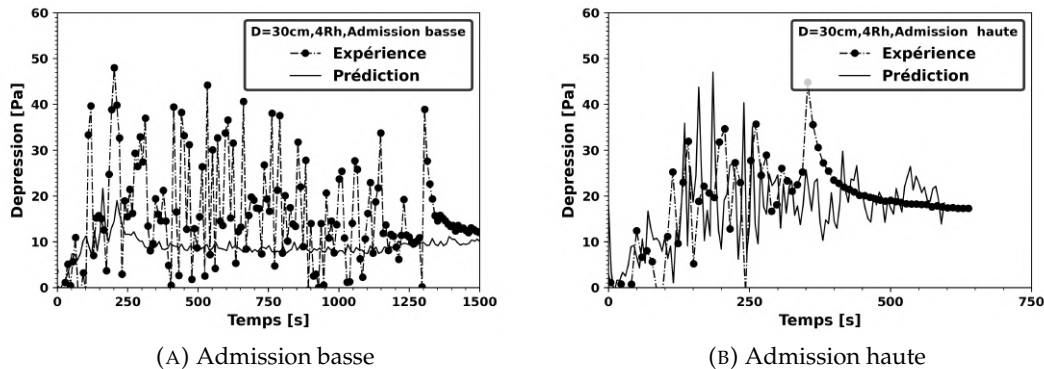


FIGURE 5.17 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction de l’évolution de la pression dans le local pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$.

grâce à la dépression dans le local est illustrée par les [Figure 5.18](#) et [Figure 5.19](#) pour la cuve de 30cm de diamètre. Avant l’allumage du feu (condition à froid), la vitesse d’entrée d’air mesurée expérimentalement varie entre 0,1m/s pour $Rh = 1$ jusqu’à 0,27m/s pour $Rh = 4$ en fonction du niveau de dépression dans le local. On voit sur la prédiction une diminution rapide du niveau de dépression causée par l’activation du feu, qui implique une réduction significative de la vitesse d’écoulement de l’entrée d’air.

On constate aussi l’apparition d’oscillations de la vitesse avec un petit décalage, conséquence des fluctuations de la pression dans le local, notamment pour le Rh le plus élevé ($Rh = 4$) avec une vitesse d’entrée d’air de 4,3m/s. Le débit d’air frais provenant du conduit d’admission à $Rh = 1$ (cf. [Figure 5.18](#)) est pratiquement indépendant du changement de la position de l’entrée d’air. Cependant, à $Rh = 4$, un changement de position d’entrée d’air de haute à basse entraine une diminution de la vitesse de l’entrée (cf. [Figure 5.19](#)). Cette diminution de la vitesse de l’entrée d’air de 4 à 3,4m/s est due à une réduction du niveau de dépression (cf. [Figure 5.17](#)).

La dépendance caractéristique entre le niveau de dépression et le débit d’air entrant est quantitativement bien prédite par le modèle pour la plupart des cas étudiés. On constate, sur la [Figure 5.19](#), que le pic élevé de la vitesse pour $Rh = 4$ est nettement sous-estimé par la simulation, cette différence de prédiction peut attendre un facteur deux par rapport à la mesure expérimentale. Le modèle HVAC (FLOYD, 2011) semble incapable de calculer l’oscillation globale de la dépression et la vitesse de l’entrée d’air, ce qui nécessite des connaissances sur les instabilités complexes de l’écoulement turbulent à l’intérieur de l’enceinte.

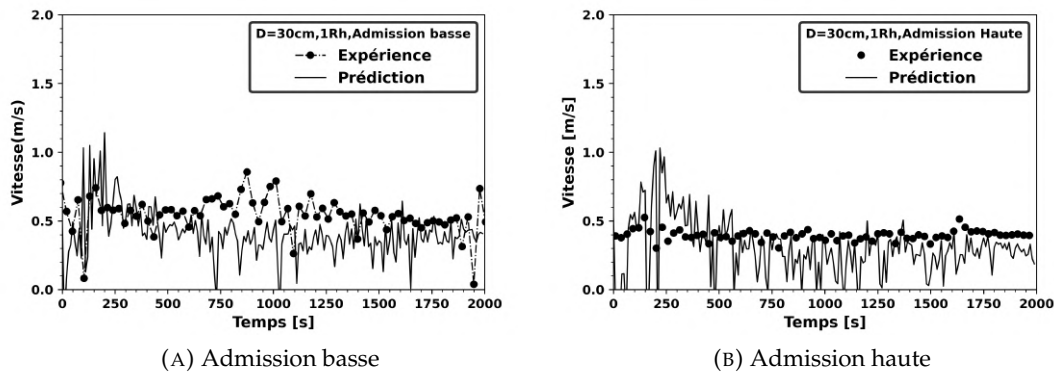


FIGURE 5.18 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour une cuve de 30cm à $Rh = 1$.

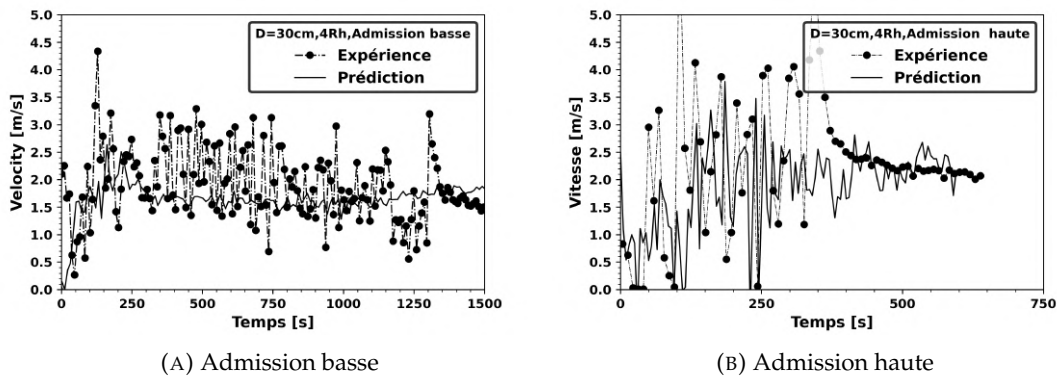


FIGURE 5.19 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$.

La Figure 5.20 montre la circulation générale instantanée de l'écoulement dans le local à 250s, pour la cuve de 30cm de diamètre à $Rh = 4$. On remarque que, quelle que soit la position d'entrée d'air, de grandes zones de recirculation se forment entre le plafond et le sol. Néanmoins, pour une entrée en partie basse, la vitesse horizontale au niveau du foyer permet d'amener plus d'oxygène à proximité du feu. Cela donne une combustion plus intense avec un HRR effectif plus élevé (cf. Figure 5.14d) et permettant un plus grand retour de chaleur au niveau de la flamme, ce qui améliore la pyrolyse du combustible liquide.

Le jet d'air en position haute est perpendiculaire à l'écoulement convectif induit par la flottabilité au-dessus de la base du feu (cf. Figure 5.20b), ce qui limite l'apport d'air à la base du foyer. Cet apport d'air frais en position haute perturbe considérablement la structure de la couche de fumée près du plafond et le flux vertical induit par la flottabilité. Le jet d'air en position haute entraîne une réduction du HRR en raison d'un effet de refroidissement sur la couche de fumées chaudes, ce qui affecte la vitesse de combustion

par un rayonnement moins intense des fumées du plafond vers la surface du combustible liquide.

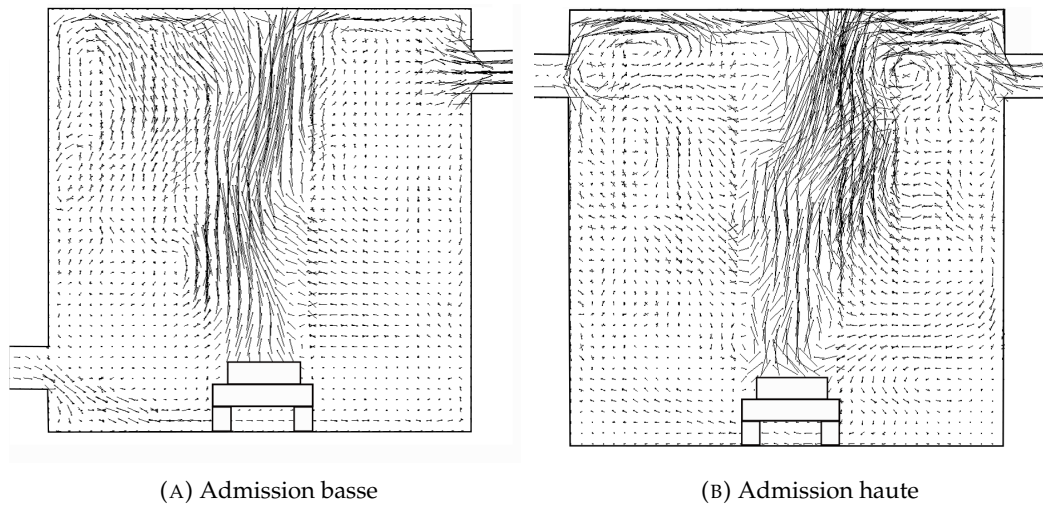


FIGURE 5.20 – Lignes de courants instantanées à l’intérieur du compartiment pour une cuve de 30cm à $Rh = 4$ avec une vitesse maximale de 4,5m/s à $t = 250s$.

5.4.3 Champs thermiques et flux de chaleur

Les profils de température le long de la ligne verticale située sur l’axe central du foyer noté TC et la ligne située à droite du foyer noté TD (cf. Figure 2.6) à deux instants de l’incendie ($t_1=250s$ et $t_2=500s$) sont illustrés dans les Figure 5.22 et Figure 5.21 pour un Rh de 1 et 4. Dans le cas de $Rh = 1$, on remarque que la position de l’entrée d’air donne des profils de température pratiquement identiques à $t_1=250s$ (cf. Figure 5.21a) et $t_2=500s$ (cf. Figure 5.21b).

L’état d’équilibre à l’intérieur de l’enceinte se produit autour de $t_1=250s$. Pour un Rh élevé $Rh = 4$, une entrée d’air en partie basse conduit à une croissance rapide du feu avec une augmentation de la température des fumées au niveau du plafond de $250^\circ C$ à $350^\circ C$ lorsque la couche des fumées supérieures est établie à $t_2=500s$ (cf. Figure 5.21c et Figure 5.21d). Inversement, pour une entrée d’air en partie haute à $Rh = 4$, la température est autour de $50^\circ C$ dans le local à $t_2=500s$ à cause d’une bonne évacuation des fumées à l’intérieur du local (cf. Figure 5.21d). Cela implique que la température des fumées présentes au niveau de la surface de pyrolyse est plus élevée pour une entrée d’air en partie basse. Les conditions de croissance cohérente ultra-rapide de feu avec une entrée en partie basse (cf. Figure 5.14) donnent des températures de fumées très élevées ($> 250^\circ C$) qui améliorent le retour de chaleur et la dégradation thermique du combustible liquide.

En dehors de la zone de flamme le long de la ligne TD (cf. Figure 2.6), il y a un bon ajustement entre la température des fumées prédite et mesurée expérimentalement comme on le voit sur la Figure 5.22.

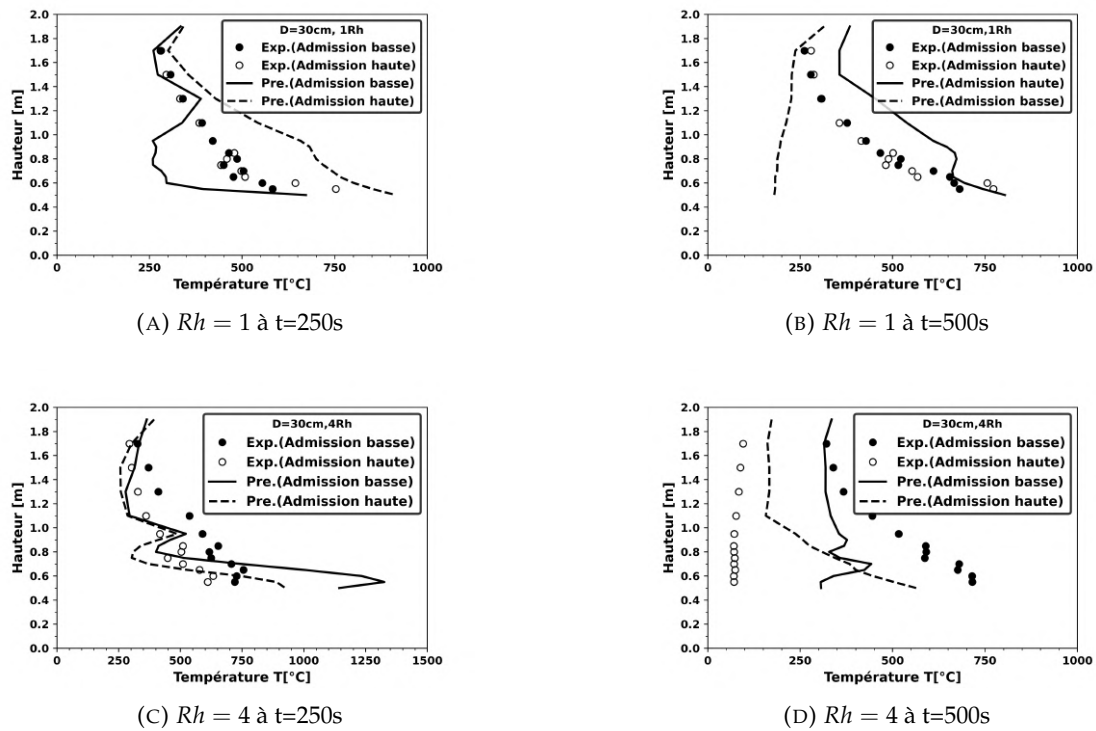


FIGURE 5.21 – Influence de la position de l'entrée d'air de l'évolution de la température de la phase gazeuse le long de l'arbre TC pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

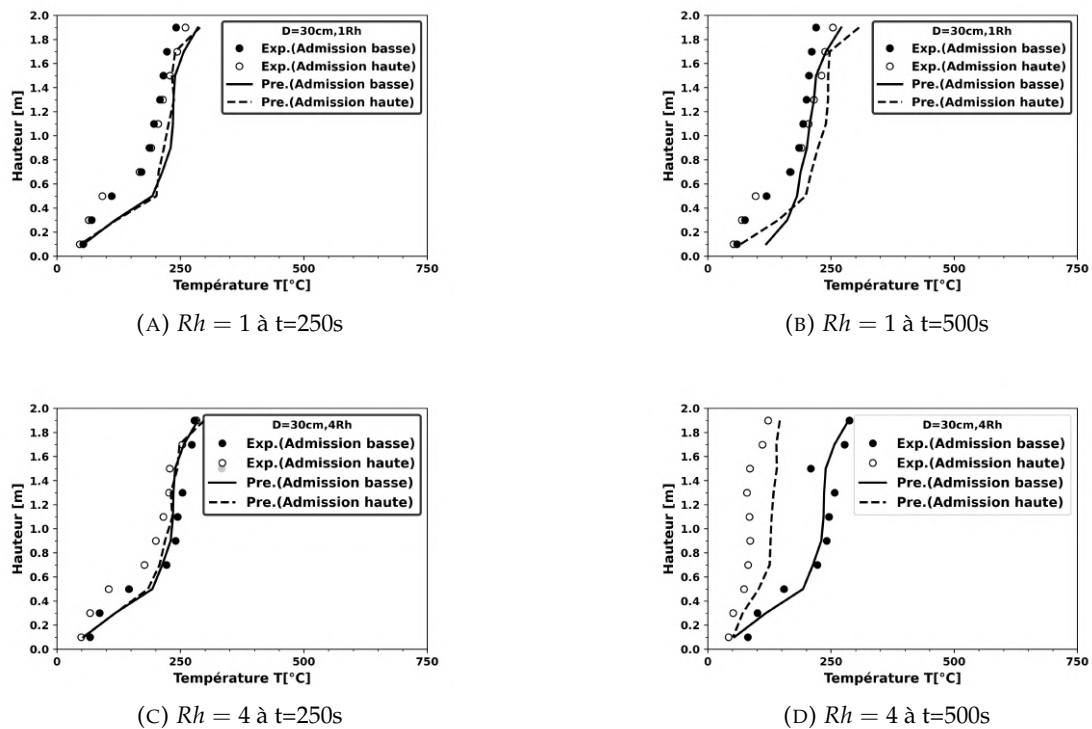


FIGURE 5.22 – Influence de la position de l'entrée d'air de l'évolution de la température de la phase gazeuse le long de l'arbre TD pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

La Figure 5.23 montre l'évolution temporelle de la température des gaz à l'entrée du conduit d'extraction pour des Rh de 1 et 4. Pendant la période de croissance du feu, la température des gaz atteint une valeur maximale de 250°C pour une entrée d'air en partie basse et une température de 220°C pour une entrée d'air en partie haute indépendamment du renouvellement horaire. Pendant la période quasi-stationnaire, un Rh de 1 en position haute entraîne une température des gaz plus élevée d'environ 200°C à l'intérieur du conduit d'extraction par rapport à celle de l'entrée d'air en partie basse qui est de 160°C grâce à une amélioration du rendement du combustible (cf. Tableau 5.4).

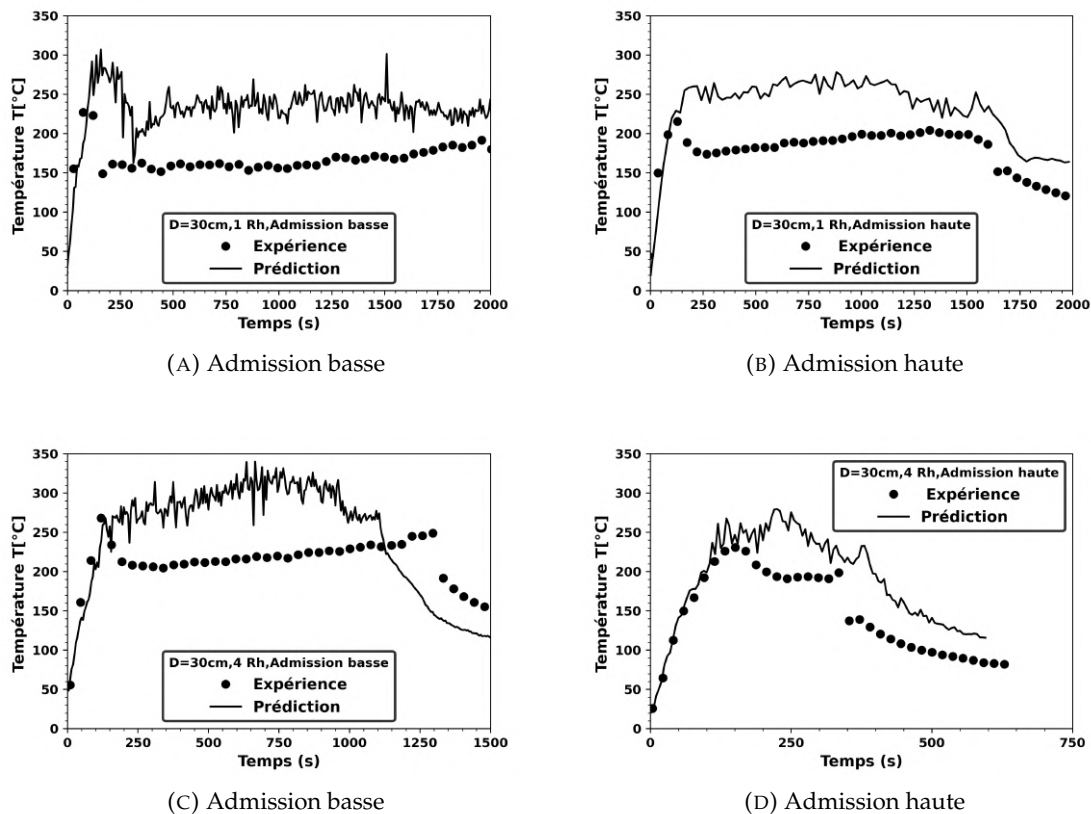


FIGURE 5.23 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température dans la phase gazeuse à l'entrée du conduit d'extraction pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

Pour le cas de $Rh = 4$ avec entrée d'air en partie basse, la température des gaz atteint un plateau avec une valeur relativement élevée de 205s jusqu'à l'extinction par manque du combustible (de 230°C à 250°C). Inversement, pour l'entrée d'air en partie haute à $Rh = 4$, on constate une forte diminution de la température des fumées à partir de 200s en raison de l'effet du refroidissement par le jet d'air frais au niveau du plafond.

On observe une bonne concordance entre la prédiction et les mesures expérimentales dans le cas de l'entrée d'air en partie haute (cf. Figure 5.23b et Figure 5.23d) avec une différence de 25%. Pour le cas de l'entrée d'air en partie basse, la prédiction suit approximativement la tendance expérimentale avec une sur-estimation de la température prédite et une différence qui peut atteindre 50% (cf. Figure 5.23a et Figure 5.23c).

La température de la paroi a également été identifiée comme un risque potentiel durant un confinement dynamique. En effet, il faut éviter la propagation du feu dans les locaux adjacents, la fissuration de ces derniers et les fuites des gaz dangereux. Bien que le béton et l'isolant thermique de l'enceinte ne soient pas combustibles, les matériaux seront affaiblis lorsqu'ils seront soumis à des températures très élevées qui pourront faire apparaître des fissures. La température de la surface des parois à une hauteur de $0,48m$ est illustrée sur la Figure 5.24. Pour un $Rh = 1$, la température de la paroi atteint un plateau d'environ $100^{\circ}C$ (cf. Figure 5.24a et Figure 5.24b), quelle que soit la position de l'entrée d'air. Pour $Rh = 4$, une entrée d'air en partie basse permet de maintenir une température de la paroi d'environ $150^{\circ}C$ (cf. Figure 5.24c) pendant une longue période (environ 1250s). Pour le cas de l'entrée d'air en partie haute, la température diminue à la paroi (cf. Figure 5.24d) à partir d'environ 300s en raison de l'évacuation des fumées.

La contribution de la température de la paroi à l'émission d'un flux radiatif de chaleur vers la surface du liquide semble moins importante que celle de la fumée chaude. La température de la paroi prédite correspond à la température de la paroi mesurée avec une erreur de 30%.

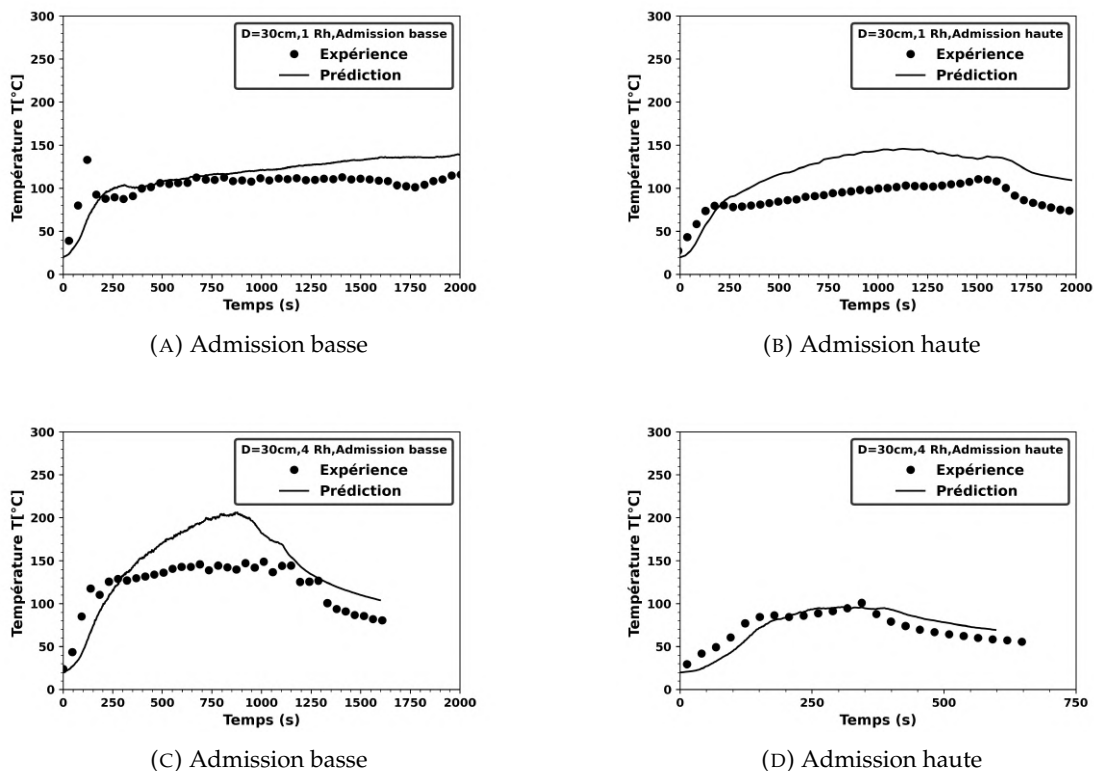


FIGURE 5.24 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température à la surface de la paroi à une hauteur de $h = 48\text{ cm}$ pour un diamètre de cuve de 30 cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

L'évolution dans le temps du flux de chaleur radiatif prédit sur la surface de pyrolyse et celui déterminé à partir des mesures expérimentales avec l'Équation 2.2 sont illustrées sur les Figure 5.25 pour des Rh de 1 et 4. Dans le cas d'une entrée d'air en partie basse à $Rh = 1$ (cf. Figure 5.25a), on observe un flux radiatif très élevé de plus de $5kW/m^2$ jusqu'à 600s, suivi d'une période de stabilité de la combustion et un équilibre thermique au sein du local avec un flux radiatif de $2kW/m^2$. Le changement de la position de l'admission n'a pas significativement d'effet dans ce cas sur le flux radiatif à la surface du combustible (cf. Figure 5.25b). Néanmoins, on remarque que la période de stabilité arrive plus tôt pour une admission d'air en partie basse à 250s au lieu de 600s.

L'augmentation du Rh de 1 à 4 (cf. Figure 5.25c) pour l'entrée d'air en partie basse entraîne une augmentation du retour de chaleur vers la surface de pyrolyse en raison d'une valeur élevée du HRR d'environ $100kW$ (cf. Figure 5.14d). Pendant la période de croissance du feu avant 500s, le flux radiatif atteint un maximum de $10kW/m^2$ et malgré le feu sous-ventilé, le rayonnement des parois et des fumées reste élevé et se maintient jusqu'à l'extinction du feu. Le fait de changer la position de l'admission d'air en partie haute pour $Rh = 4$ contribue à une forte diminution du flux de chaleur jusqu'à $2kW/m^2$, causée par la bonne évacuation des fumées. Par conséquent, la réduction du retour de chaleur pour une entrée d'air en partie haute amène à une diminution du taux d'évaporation du combustible à partir de 250s.

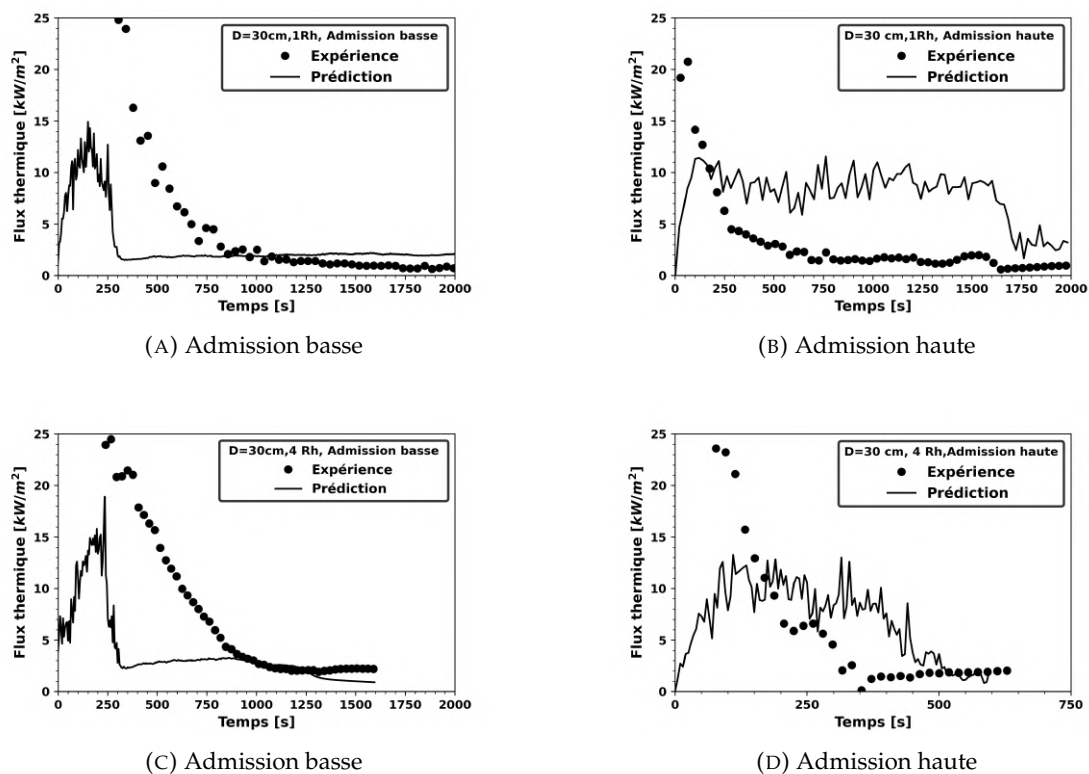


FIGURE 5.25 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

Le flux de chaleur prédit atteignant la surface de pyrolyse montre de fortes oscillations qui n'ont pas été détectées dans les expériences. On note la présence d'un facteur 4 entre les résultats numériques et le flux de chaleur mesuré sur la période stable du feu, en raison d'une mauvaise prédiction du champ de température au-dessus de la flamme pour un feu sous-ventilé (cf. Figure 5.21). Une légère amélioration de la prédiction par rapport à l'expérience est observée dans le cas d'un feu bien-ventilé (cuve de 23cm Figure 5.26) ainsi que dans le cas d'un feu légèrement sous-ventilé (cuve de 26cm Figure 5.27).

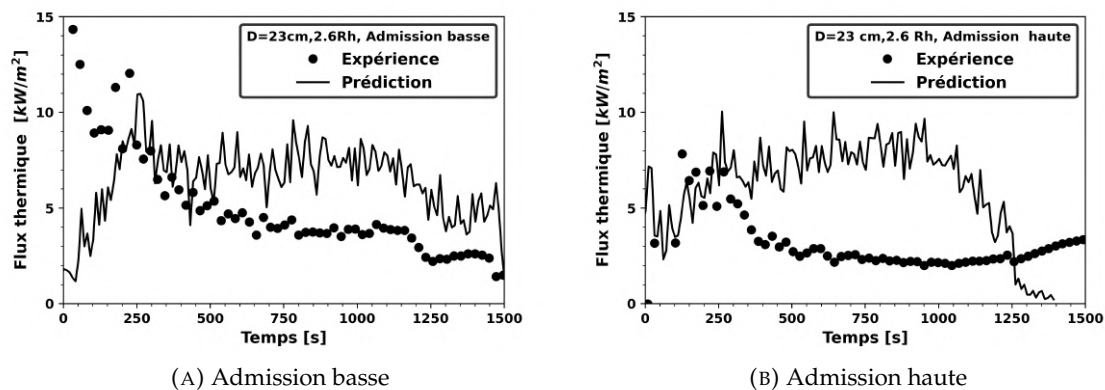


FIGURE 5.26 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 23cm à $Rh = 2,6$.

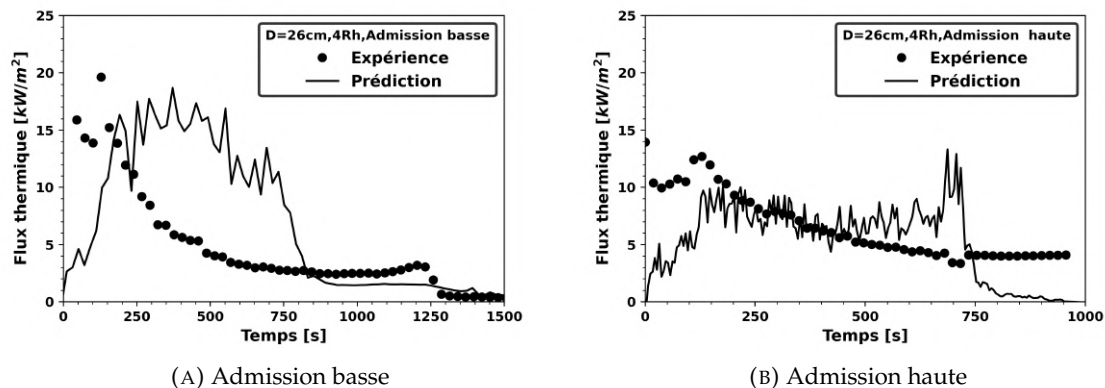


FIGURE 5.27 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface de combustible pour un diamètre de cuve de 26cm à $Rh = 4$.

L'évolution du flux de chaleur reçu par le mur en face de la porte mesuré par les fluxmètres des côtés gauche et droit de l'axe de la cuve (cf. Figure 2.8a), à une hauteur de 0,48m du sol est illustrée en Figure 5.28.

L'extraction des fumées chaudes du côté droit du local permet de maintenir un flux thermique mural d'environ 1 kW/m^2 (cf. Figure 5.28a), qui est supérieur à celui du côté gauche, qui est de $0,5 \text{ kW/m}^2$ (cf. Figure 5.28b), une fois que le plafond des fumées est

établi à environ 250 s du début de l'essai. Dans le cas du $Rh = 1$, la valeur du flux thermique mural est insensible à la position d'entrée d'air. Contrairement au cas du $Rh = 4$, l'entrée d'air en partie haute conduit à la diminution du flux thermique (cf. Figure 5.28d) causée par le refroidissement et l'évacuation efficace des fumées chaudes au niveau du plafond.

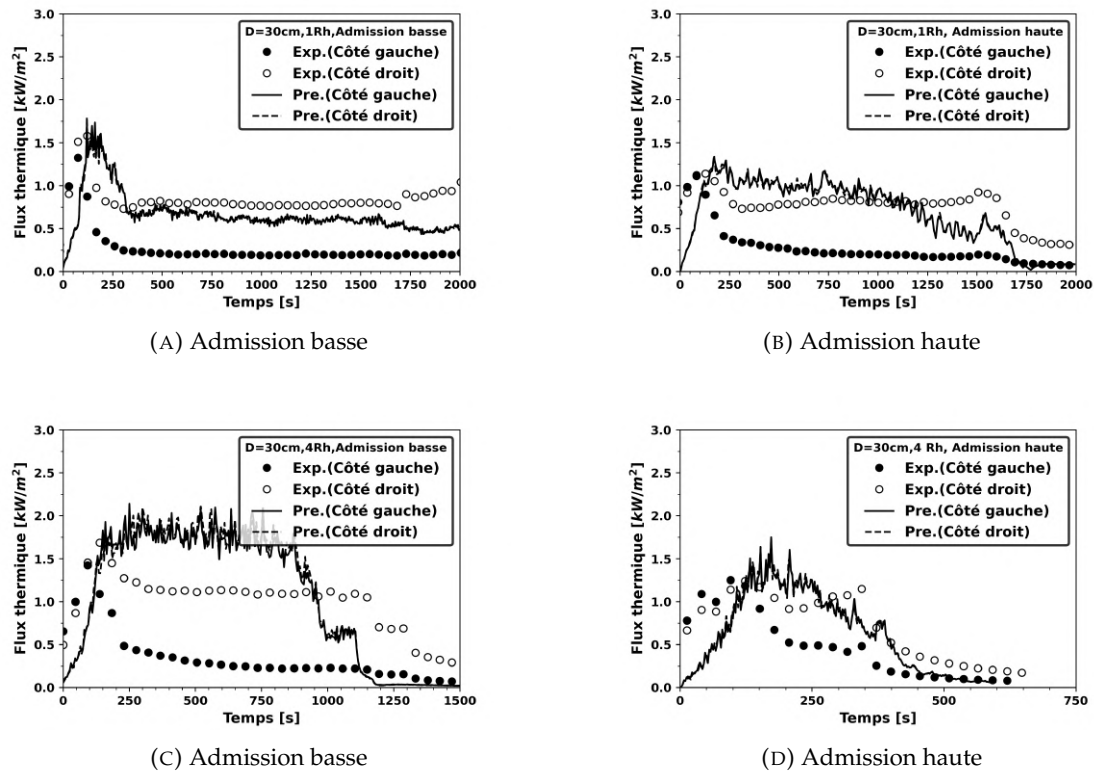


FIGURE 5.28 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur sur la surface du mur en face de la porte à une hauteur de $h = 48\text{cm}$ pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

Les Figure 5.29 et Figure 5.30 montrent l'évolution dans le temps du flux de chaleur externe pour des cuves de 30cm et 26cm de diamètre et des Rh de 1 et 4. Les mesures du flux de chaleur externe sont effectuées une fois que le régime du feu dans le local est permanent (voir Section 2.3.3). On constate que, lorsque l'environnement de combustion est en régime permanent, le retour de chaleur de la flamme, des fumées et des parois vers la surface du combustible liquide produit un flux de chaleur radiatif constant et que la contribution du flux de chaleur externe augmente considérablement avec l'augmentation du Rh (cf. Figure 5.29 et Figure 5.30).

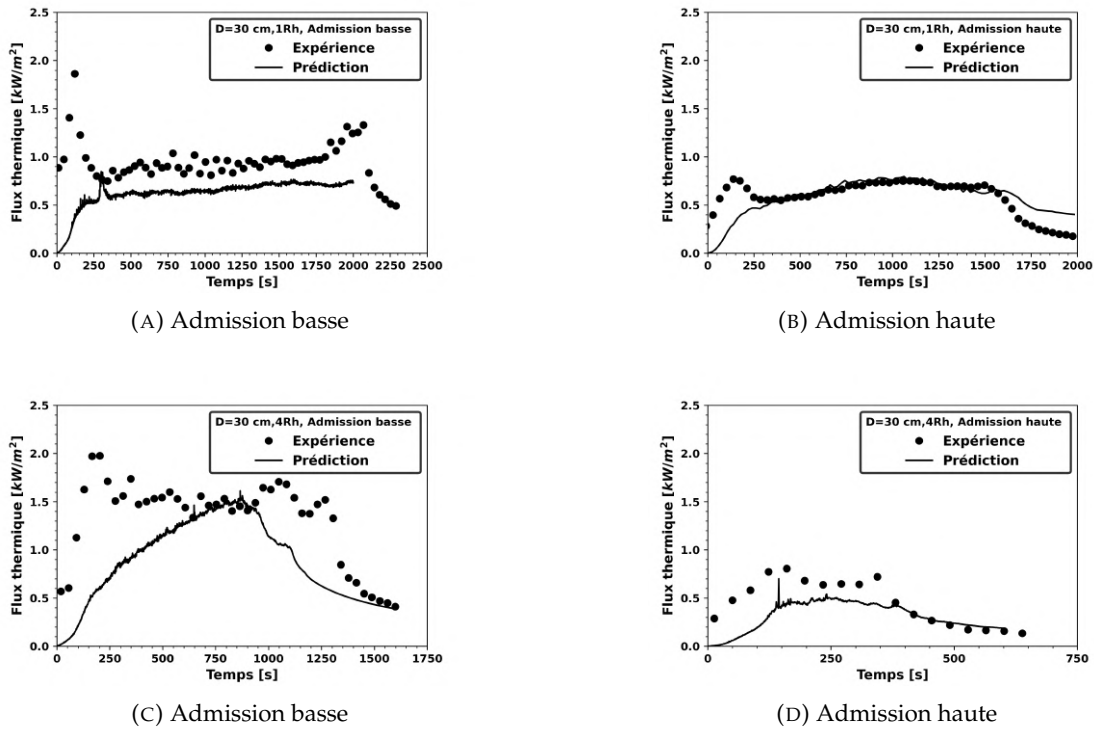


FIGURE 5.29 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction de l’évolution du flux de chaleur radiatif externe pour un diamètre de cuve de 30cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

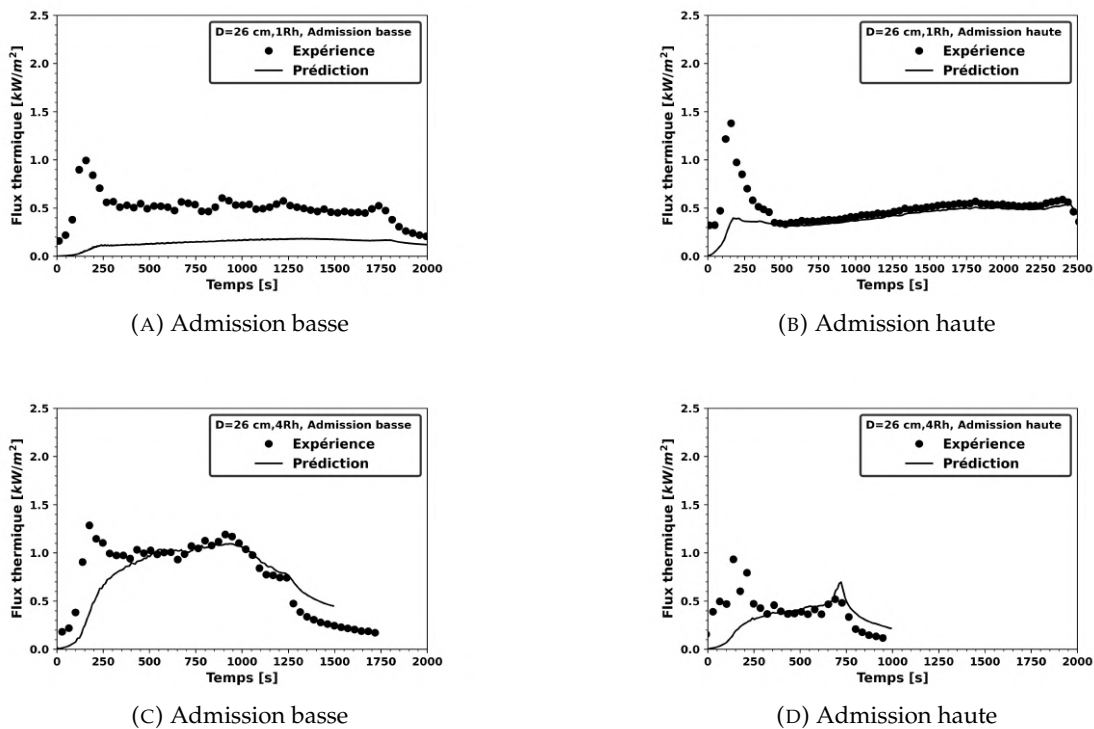


FIGURE 5.30 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction de l’évolution du flux de chaleur radiatif externe pour un diamètre de cuve de 26cm pour $Rh = 1$ et $Rh = 4$.

Pour le diamètre de cuve de 30cm avec une admission d'air en partie basse, une augmentation du Rh de 1 à 4 contribue à augmenter le MLR (HRR), le flux de chaleur radiatif à la surface du combustible et le flux de chaleur externe même en cas de régime sous-ventilé. Comme vu précédemment, une augmentation du Rh pour une admission d'air en partie haute contribue à refroidir la couche de fumées au niveau du plafond et la vitesse de croissance du feu est contrôlée par le MLR en fonction du retour de chaleur. Ainsi, pour une admission en partie haute, le flux de chaleur radiatif reçu à la surface du combustible et le flux de chaleur externe sont insensibles à l'augmentation du Rh de 1 à 4. Des tendances similaires sont observées pour le diamètre de cuve de 26cm indépendamment de la position de l'admission d'air.

Les résultats expérimentaux montrent une différence de la valeur du flux thermique mural entre le côté gauche et le côté droit. Au contraire, la prédiction numérique ne montre aucune différence entre les deux côtés, avec une mauvaise reproduction du champ thermique à l'intérieur du local. Cet écart peut atteindre un facteur 3 entre la mesure expérimentale et la prédiction numérique (cf. Figure 5.28c), en raison d'une sur-estimation du niveau de la température des gaz chauds (cf Figure 5.23).

Les échanges thermiques par rayonnement dans un flux réactif dépendent principalement de deux facteurs : la température des gaz, les concentrations des espèces gazeuses (en particulier les espèces émettrices comme la suie) et le facteur de vue de la flamme sur la surface de la nappe. On constate que, indépendamment de la position d'entrée d'air et pour une taille de feu donné, les échanges radiatifs entre le feu de nappe et le compartiment sont plus faibles comparés au retour de chaleur de la flamme vers la surface du combustible (cf. Figure 5.25). Ceci est attribué au fait qu'à la surface des feux de nappe liquide, la température des gaz, la concentration des espèces émettrices et le facteur de vue sont plus élevés pour les échanges par rayonnement.

On constate que l'entrée d'air en position basse à $Rh = 4$ augmente le HRR effectif (cf. Figure 5.14d) comparé à celui avec une entrée haute (cf. Figure 5.15d). Par conséquent, il y a un plus grand retour de chaleur de la flamme dans le cas de l'entrée en partie basse que dans le cas de l'entrée d'air en partie haute, principalement en raison d'une augmentation du facteur de vue via la taille du feu liée à un HRR effectif. En conclusion, les échanges radiatifs dépendent de deux mécanismes d'interaction concurrents qui sont la formation de suie et la température des gaz. Ces deux mécanismes dépendent fortement du régime et de la dynamique du feu. En même temps, la formation de suie entraîne une augmentation de la température des gaz, et inversement, la formation de suie conduit à une diminution de la température des gaz via la perte de rayonnement.

5.4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les résultats de comparaisons entre les données expérimentales et la simulation numérique du comportement d'un incendie en milieu confiné mécaniquement ventilé sont présentés. Les résultats expérimentaux consistent en un feu d'heptane en milieu confiné avec un diamètre de cuve entre 23 et 30 cm pour un renouvellement horaire de 1 à 4 et une entrée d'air placée soit en position basse soit en position haute, et proviennent de la thèse de NASR (2011).

Les résultats démontrent que la position de l'admission a une influence significative sur la dynamique du feu dans le compartiment. On a observé que dans les conditions d'une entrée d'air en partie haute, la circulation d'air dans le local est très faible. Contrairement à ce cas, l'entrée d'air en partie basse permet le développement rapide de l'incendie et atteint sa puissance maximale à environ $t=250s$. En effet, en raison de l'amélioration de l'entraînement d'air vers la base du foyer et de l'augmentation du Rh de 1 à 4, qui favorise cette dynamique dans le local, la température au niveau du plafond atteint environ $350^{\circ}C$ et contribue à un meilleur retour du flux de chaleur vers la surface du combustible et augmente le taux de pyrolyse.

On a montré que, dans les conditions de sous-ventilation, la combustion est contrôlée par la ventilation dans le cas d'une admission d'air en partie basse à cause d'une augmentation de la vitesse de combustion trop rapide par rapport à l'oxygène présent dans le local. La puissance de feu est réduite de moitié lors du passage de l'admission d'air de la partie basse à la partie haute. De plus, la croissance rapide du feu par rapport à l'augmentation du Rh est moins conséquente dans le cas d'entrée d'air en partie haute du fait de l'évacuation efficace des fumées : l'air froid entrant par la partie haute descend par gravité et les fumées montent provoquant alors un meilleur mélange et une dé-stratification des fumées ainsi qu'une absorption d'une partie de l'énergie thermique. En revanche, lorsque l'air entre par la partie basse, on observe une stratification dans le local et la montée des fumées dans la partie supérieure. Le combustible reçoit le rayonnement issu des surfaces du local avec les flux de chaleur des gaz chauds, tandis qu'une partie des flux de chaleur issus de la surface des murs est bloquée par la stratification des fumées dans le cas de l'admission partie basse. Il convient de souligner que le retour de chaleur externe provenant des fumées et des murs du local ne peut être négligé par rapport au transfert de chaleur rayonné par la flamme.

Les résultats de comparaison entre l'expérience et la prédiction montrent d'une part qu'il y a une oscillation du HRR prédit en raison de l'interaction entre le modèle de combustion et celui de la ventilation (HVAC) et d'autre part que la prédiction est plus satisfaisante dans les conditions d'un feu bien ventilé. La dépression et le débit d'air entrant sont globalement bien prédits par le modèle dans la plupart des cas étudiés. Cependant, le modèle HVAC ne prédit pas efficacement les oscillations de ces derniers. Même observation concernant la température avec une meilleure prédiction dans le cas d'admission

de l'air en partie haute tandis qu'une surestimation de la prédiction est observée dans le cas de l'admission en partie basse. Quant aux flux de chaleur rayonnés à la surface du combustible, le modèle ne reproduit pas les résultats mesurés avec une large surestimation en raison d'une mauvaise prédiction de la température à la surface du combustible.

En conclusion, les résultats de comparaison entre les mesures expérimentales et la simulation numérique montrent les limites du code FDS à prédire correctement l'effet de couplage entre les variations de pression et l'apport en oxygène dans le local permettant de reproduire des instabilités complexes de l'écoulement turbulent à l'intérieur du compartiment. Ces résultats ont fait l'objet de deux publications (ACHERAR et al., 2022, 2020).

Chapitre 6

Étude de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en milieu confiné mécaniquement ventilé

Dans ce chapitre, on s'intéresse aux résultats de la campagne d'essais expérimentaux avec le dispositif CERES II détaillée dans le [Chapitre 2](#). Le but de cette démarche expérimentale est d'évaluer l'influence de l'application d'un brouillard d'eau sur un feu confiné mécaniquement ventilé. Dans un premier temps, on détaille la méthode pour déterminer la puissance du feu à l'aide des données en perte de masse et en concentration en oxygène. Ensuite, on aborde les conditions d'essais en termes de choix des renouvellements horaires (Rh). La répétabilité des essais sera aussi analysée pour s'assurer de la fiabilité des résultats expérimentaux. Enfin, ces résultats seront discutés en nous appuyant sur des paramètres comme la puissance du feu, la température des gaz, les flux rayonnés, les écoulements dans le caisson et les concentrations des espèces chimiques au cours de l'incendie avec aspersion par brouillard d'eau. Cela nous permettra de mieux comprendre les phénomènes physiques induits par l'aspersion. Ces résultats serviront aussi à évaluer la capacité du code FDS à prédire les effets de l'application du brouillard d'eau sur un incendie en milieu confiné.

6.1 Détermination de la puissance du feu

La puissance d'un feu est liée directement à la quantité de chaleur libérée pendant la combustion. Pour calculer cette puissance, il existe deux méthodes : la méthode avec perte de masse et la méthode avec consommation d'oxygène. Dans notre dispositif, la perte de masse du foyer est aisée à mesurer et permet de remonter à la puissance par l'[Équation 6.1](#). Cette méthode est réputée être la plus simple, en revanche, elle donne une puissance du feu supérieure à la puissance réelle du foyer car une partie du combustible évaporé n'est pas brûlée et ne produit donc pas d'énergie. La vitesse de combustion est donc surestimée, notamment dans les cas des foyers en milieu confiné sous-ventilé. De plus, la mesure de la vitesse de combustion peut être perturbée pendant l'activation du brouillard qui impacte la surface du combustible.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pyro} \chi \Delta H_c \quad (6.1)$$

Avec \dot{m}_{pyro} le débit de pyrolyse, ΔH_c la chaleur de combustion et χ est le rendement de la réaction de combustion estimé à 0,92 en milieu ouvert pour l'heptane (TEWARSON, 2002).

La méthode de mesure de la puissance du foyer avec la consommation en oxygène s'appuie sur les travaux de THORNTON (1917). Des essais avec une bombe calorimétrique sur plusieurs combustibles ont montré que l'énergie dégagée par unité de masse d'oxygène consommé est quasi constante pour une combustion complète de ce dernier (approximativement égale à 13,1MJ/kg d'oxygène consommé avec une erreur de 5%).

JANSSENS (1991) et PARKER (1984) ont développé des équations qui permettent de calculer la puissance du feu par la consommation d'oxygène pour diverses applications. Ces équations nécessitent donc une mesure de la concentration en oxygène. Cependant, la mesure d'autres gaz comme le CO_2 et le CO peuvent apporter plus de précision pour la détermination de la puissance de feu. L'expression pratique du calcul de \dot{Q}_{O_2} avec la consommation en oxygène est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{O_2} = E \frac{\varphi}{1 + \varphi(\alpha - 1)} \dot{m}_e \frac{M_{O_2}}{M_a} (1 - X_{H_2O}^a - X_{CO_2}^a) X_{O_2}^{Aa} \quad (6.2)$$

avec

$$\varphi = \frac{X_{O_2}^{Aa} + X_{O_2}^{Ae}}{(1 - X_{O_2}^{Ae}) X_{O_2}^{Aa}} \quad (6.3)$$

- HRR [W] est le débit calorifique du foyer ;
- E [$J.kg^{-1}$] est la chaleur de combustion massique ramenée à 1kg d' O_2 ;
- φ est la fraction de consommation en oxygène ;
- \dot{m}_e [$kg.s^{-1}$] est le débit massique dans le conduit d'extraction ;
- M_a [kg/mol] est le débit molaire de l'air ;
- M_{O_2} [kg/mol] est la masse molaire de l'oxygène (28g/mol) ;
- $X_{H_2O}^a$ est la fraction molaire de vapeur d'eau dans l'air de combustion ;
- $X_{CO_2}^a$ est la fraction molaire de dioxyde de carbone dans l'air de combustion ambiante ;
- $X_{O_2}^{Aa}$ est la fraction molaire d'oxygène mesurée dans l'air ambiant ;
- $X_{O_2}^{Ae}$ est la fraction molaire d'oxygène mesurée dans le conduit d'extraction ;
- α est le coefficient quantifiant la production de H_2O , de CO et CO_2 en fonction de la fraction volumique d' O_2 entrante, sa valeur moyenne est de 1,05 (MCGRATTAN et al., 2013a).

La fraction molaire de la vapeur d'eau $X_{H_2O}^a$ est déterminée à partir de l'humidité relative et la température de la pièce (dans les conditions d'un laboratoire, elle est de l'ordre de 1 à 2%). La fraction molaire de CO_2 dans l'air sec vaut 330ppm.

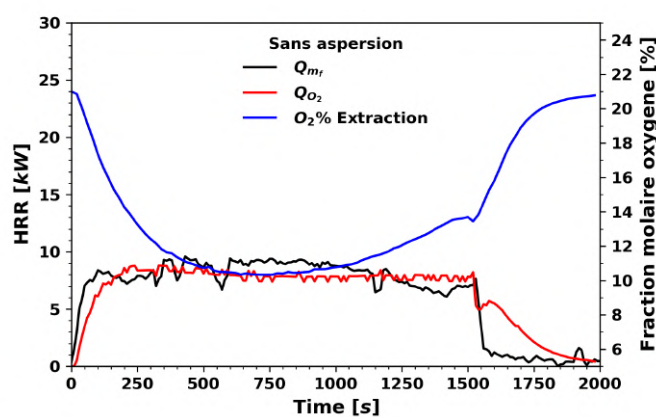


FIGURE 6.1 – Évolution de la concentration en oxygène mesurée dans le conduit d'extraction et la puissance du feu (HRR) déterminée avec la consommation en oxygène et la perte de masse pour $Rh = 4,2$.

L'évolution de la puissance du foyer (HRR) au cours du temps déterminée par la consommation en oxygène (notée \dot{Q}_{O_2}) et la perte de masse (notée \dot{Q}_{m_f}) pour l'essai avec un $Rh = 4,2$ est illustrée en Figure 6.1. On remarque qu'il y a un décalage entre le HRR calculé avec la consommation en oxygène et celui calculé avec la perte de masse au début de l'essai. Ceci est dû à la quantité initiale d'oxygène présente dans le caisson. En effet, la mesure de la concentration en oxygène dans le conduit d'extraction débute une fois que le feu a consommé tout l'oxygène présent dans le caisson. Cela se traduit par un écart de 100s par rapport au \dot{Q}_{m_f} calculé avec la perte de masse pour atteindre le plateau de 8kW. On voit aussi que le \dot{Q}_{m_f} calculé avec la perte de masse est légèrement supérieur (autour de 1,5kW) par rapport au \dot{Q}_{O_2} calculé avec la consommation en oxygène. Cela montre que la puissance du feu calculée avec la perte de masse est généralement surestimée dans des milieux confinés. Par la suite, la puissance du feu présentée sera calculée à partir de la consommation en oxygène, sauf pour la reproductibilité des essais.

6.2 Détermination des conditions d'essais

Comme on l'a vu plus haut, le dispositif CERES II est une installation à échelle réduite du dispositif CERES I conçu dans le but d'étudier l'influence d'un brouillard d'eau dans le cadre d'un incendie en milieu confiné. De ce fait, on a choisi naturellement des renouvellements horaires en similitude avec ceux de l'installation de référence (cf. Tableau 2.3).

Le Tableau 6.1 résume l'ensemble des essais réalisés en similitude avec les essais dans le caisson CERES I (la puissance du feu et les Rh sont choisis en similitude avec les essais de NASR (2011)). L'ensemble des essais avec le caisson CERES II n'ont été effectués qu'avec l'admission d'air en partie basse. Les essais sans brouillard d'eau serviront de référence pour juger de l'effet du brouillard d'eau. Dans le cas des essais avec brouillard d'eau, il s'est avéré que pour nos conditions de pulvérisation, de Rh ($Rh_1 = 4,2$; $Rh_2 = 7$; $Rh_3 = 9,8$) et de puissance du feu (cuve de 15cm de diamètre), il y avait extinction systématique de la flamme une fois le brouillard activé (cf. Figure 6.2).

Essai	Débit d'air d'admission (m^3/s)	Rh (h^{-1})	Type d'essai
Test 1	0,0011	4,2	sans aspersion
Test 2	0,0011	4,2	avec aspersion (Extinction)
Test 3	0,0018	7	sans aspersion
Test 4	0,0018	7	avec aspersion (Extinction)
Test 5	0,0025	9,8	sans aspersion
Test 6	0,0025	9,8	avec aspersion (Extinction)

TABLEAU 6.1 – Tableau des essais préliminaires.

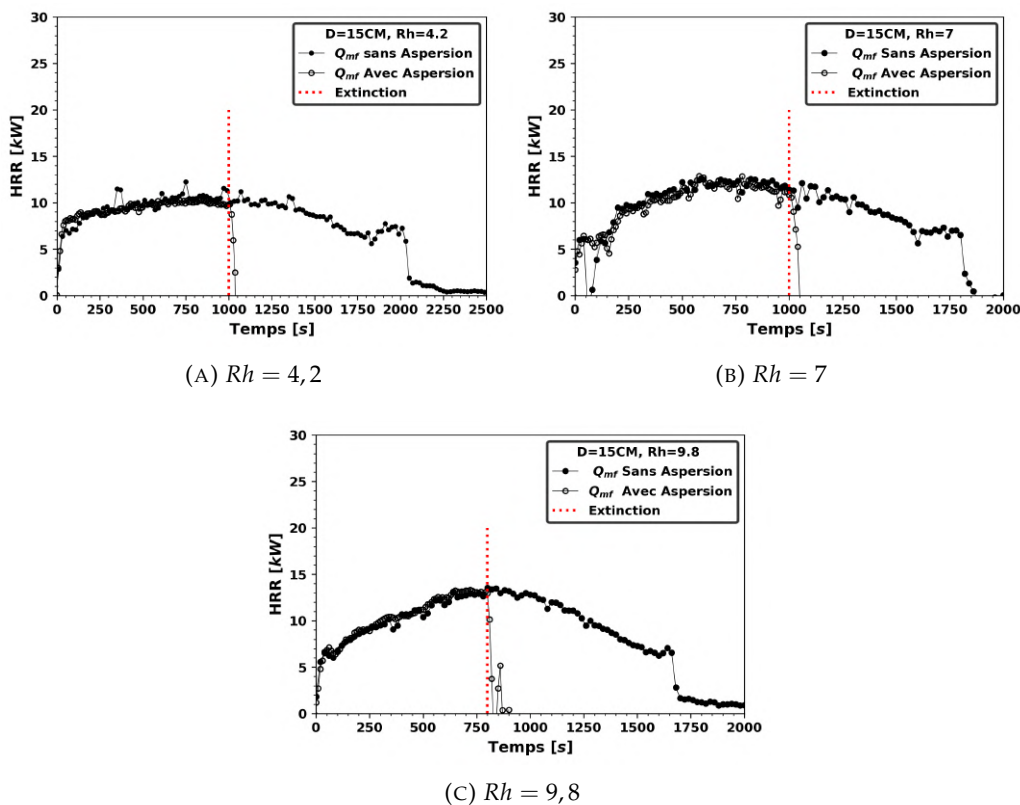


FIGURE 6.2 – Résultats d'essais préliminaires : évolution temporelle de la puissance du feu avec et sans brouillard d'eau.

Comme le montrent les photographies en Figure 6.3, à l'instant t1 (cf. Figure 6.3a) qui correspond à quelques secondes avant l'activation du brouillard, on voit une flamme pleinement développée. Puis à l'instant t2 (cf. Figure 6.3b), qui correspond à 5s après l'activation du brouillard d'eau, on voit que la flamme est perturbée par le soufflage provoqué par l'arrivée du jet eau + air. Enfin, la flamme s'éteint à l'instant t3 (cf. Figure 6.3c) qui correspond à 10s après l'activation du brouillard d'eau. Ce phénomène est observé sur tous les essais avec Rh de 4,2 jusqu'à 28 même si tous les essais ne sont pas présentés dans ce travail.

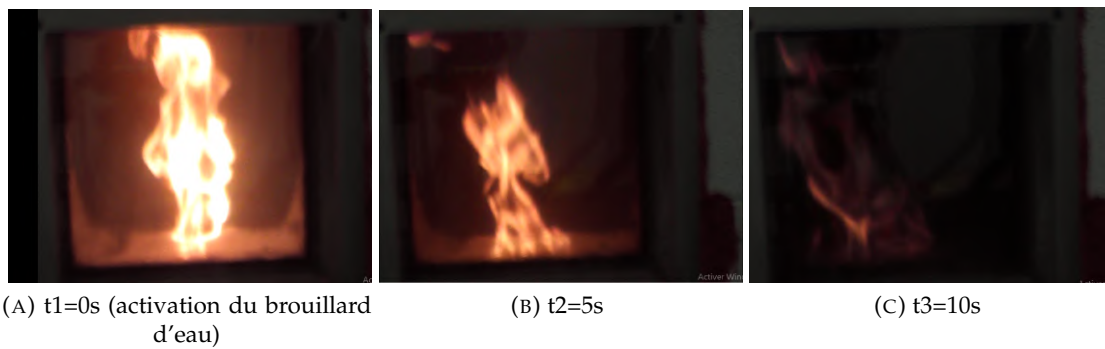


FIGURE 6.3 – Images de la flamme d'heptane soumise au brouillard d'eau à différents instants à $Rh = 7$.

D'après la Figure 6.4 qui montre l'évolution de la concentration en oxygène au niveau du conduit d'extraction pour les 3 cas ($Rh = 4,2$; 7 et $9,8$), on voit que la concentration en oxygène décroît jusqu'à 8% pour le cas de $Rh = 9,8$ et est égale à 10% pour les deux autres cas. Ces valeurs correspondent à un feu sous-ventilé. Le régime du feu et les conditions de sous-ventilation créées dans le caisson avec ces renouvellements horaires impliquent l'extinction de la flamme après quelques secondes d'activation de la buse. On rappelle que, pour ces trois essais, l'admission d'air est en partie basse et la buse d'injection est installée du côté de l'admission (cf. Figure 2.6). Malgré la faible vitesse de l'injection d'eau (cf. Figure 4.21), à l'instant de l'activation de la buse, le jet du brouillard d'eau produit un soufflage de la flamme qui quitte le foyer conduisant à son extinction.

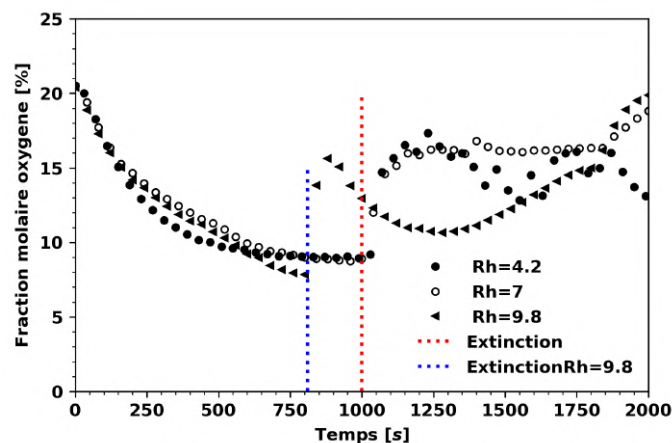


FIGURE 6.4 – Résultats des essais préliminaires : évolution temporelle de la concentration d'oxygène au niveau de l'extraction pour $Rh = 4,2$; 7 et $9,8$.

Le Tableau 6.2 représente l'ensemble des essais avec des renouvellements horaires qui permettent de maintenir la combustion au cours de l'aspersion du brouillard d'eau dans le caisson. Ces conditions ont été choisies dans le but d'optimiser les effets du brouillard d'eau sans atteindre l'extinction de la flamme de façon à pouvoir analyser les phénomènes dans le temps et effectuer les mesures nécessaires à l'étude.

Essai	Débit d'air d'admission ($m^3/s \cdot 10^{-3}$)	Rh (h^{-1})	Type d'essai
Essai 1	une ventilation naturelle	milieu ouvert	sans aspersion
Essai 2	une ventilation naturelle	milieu ouvert	avec aspersion
Essai 3	0,016	58 (Rh maximal)	sans aspersion
Essai 4	0,016	58 (Rh maximal)	avec aspersion
Essai 5	0,013	48	sans aspersion
Essai 6	0,013	48	avec aspersion
Essai 7	0,011	38	sans aspersion
Essai 8	0,011	38	avec aspersion

TABLEAU 6.2 – Récapitulatif des essais.

6.2.1 Reproductibilité des essais

Des expériences à l'échelle réduite offrent l'avantage d'avoir des résultats reproductibles à moindre coût. Pour cela, dans notre campagne expérimentale, chaque essai est reconduit trois fois (appelé test dans la suite) avec les mêmes conditions initiales pour s'assurer de la fiabilité de nos résultats.

La Figure 6.5 présente les évolutions de la puissance du feu d'heptane (avec le foyer de 15cm de diamètre et un $Rh = 58$) avec est sans brouillard d'eau. Dans les deux cas, on observe une bonne reproductibilité de l'évolution de la puissance du feu pour les trois essais. Sans brouillard d'eau (cf. Figure 6.5a), la puissance du foyer augmente progressivement pour atteindre un maximum de 17kW à 500s suivi d'une décroissance linéaire jusqu'à épuisement du combustible.

On remarque une différence de puissance entre les tests. En effet, le test 1 présente une puissance plus faible que les deux autres (2,5kW au lieu de 5kW), cet écart est lié à une différence de température initiale (16°C pour le test 1 et 18°C pour les tests 2 et 3) et au temps de l'allumage qui diffère d'un test à l'autre.

En revanche, pour les tests avec brouillard d'eau (Figure 6.5b), on remarque une superposition de la puissance pour les trois tests dans la phase sèche avec une puissance maximale de 16kW atteinte au bout de 250s puis on observe un plateau jusqu'à l'activation du brouillard d'eau à 800s (le temps nécessaire pour avoir un régime du feu établi). Dans cette phase on voit une chute brutale de la puissance, on rappelle que la puissance du feu présentée dans cette section est calculée à partir de la perte masse du combustible mesurée. Après l'activation de la buse, le jet du brouillard d'eau impacte la surface du combustible et perturbe la mesure de la perte de masse.

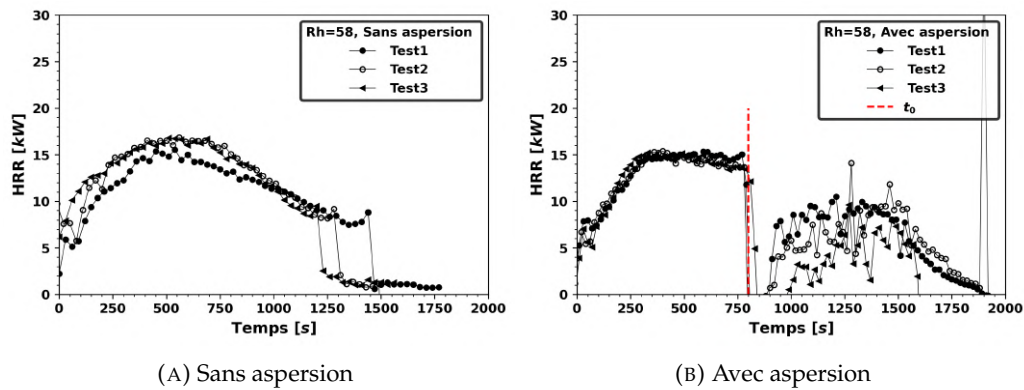


FIGURE 6.5 – Reproductibilité sur l'évolution de la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction des essais 3 et 4 avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$.

On peut faire la même observation sur l'évolution de la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction (cf. Figure 6.6). Dans le cas d'un feu sans brouillard d'eau (cf. Figure 6.6a), la concentration en oxygène est bien reproduite pour les trois tests avec une concentration minimale de 14,6% atteinte au bout de 500s. Avec brouillard d'eau (cf. Figure 6.6b), la concentration minimale en oxygène dans la partie sèche est de 14,9% et suite à l'activation du brouillard, cette valeur augmente jusqu'à 18,2% et se stabilise jusqu'à l'extinction de la flamme avec une bonne reproductibilité des trois tests. La valeur minimale de l'oxygène ($> 15\%$) dans la gaine d'extraction indique que le feu est bien ventilé dans le caisson avec et sans brouillard d'eau.

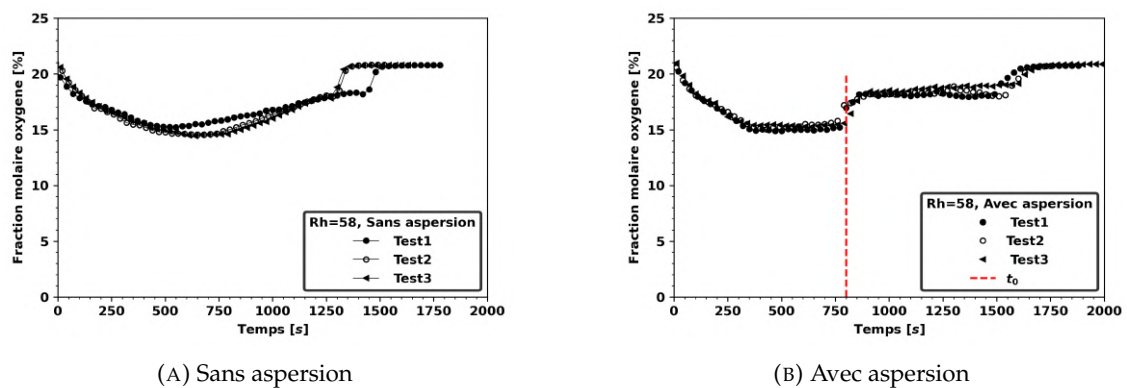


FIGURE 6.6 – Reproductibilité sur l'évolution de la concentration d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$.

La Figure 6.7 représente le débit d'air dans le conduit d'admission d'air en partie basse pour les tests avec et sans brouillard d'eau. La reproductibilité du renouvellement horaire Rh assure la même quantité d'air dans le caisson donc les mêmes conditions au niveau de la dynamique du feu, cette condition est bien respectée dans les deux cas.

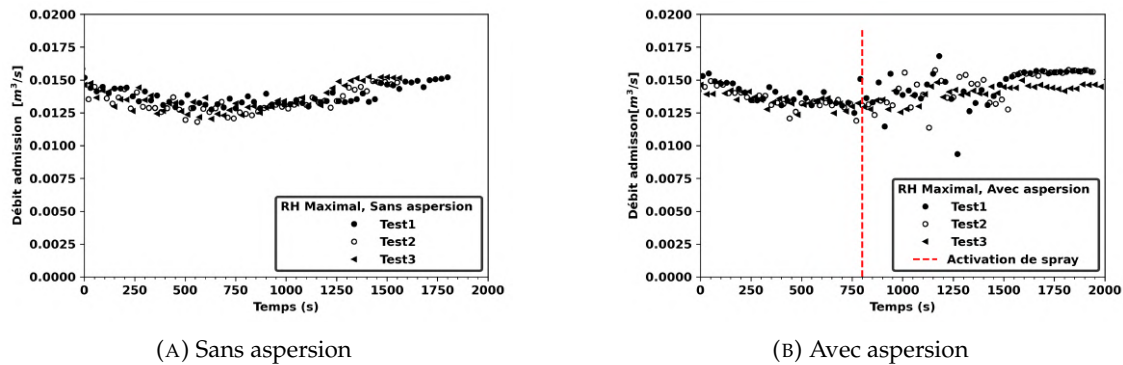


FIGURE 6.7 – Reproductibilité de l'évolution du débit d'air frais au niveau de la gaine d'admission avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$.

Le flux radiatif reçu au niveau du mur côté extraction (cf. Figure 2.8) est également bien reproduit pour les trois essais, comme le montre la Figure 6.8. L'évolution du flux radiatif de la flamme vers l'extérieur représente la même tendance que le HRR dans les deux cas. Néanmoins, on observe une erreur plus élevée dans la mesure du flux que pour le HRR qui peut s'expliquer par l'accumulation des fumées dans le caisson au cours de l'essai qui peut perturber la mesure.

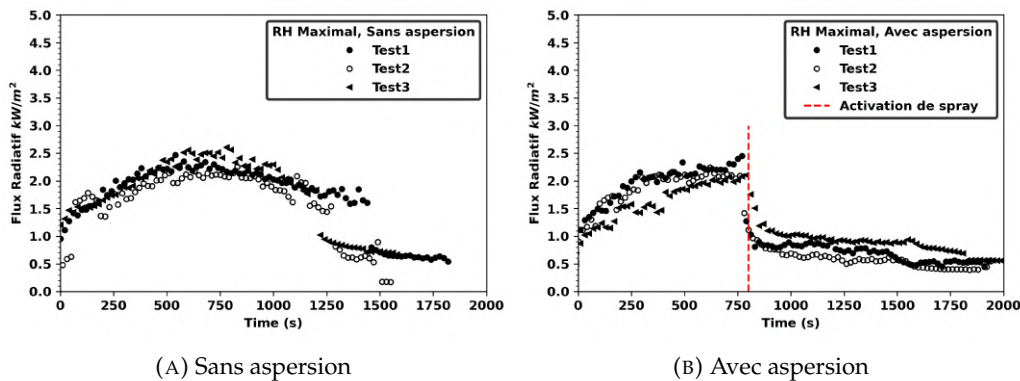


FIGURE 6.8 – Reproductibilité de l'évolution du flux reçu au niveau du mur (côté extraction) avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$.

L'évolution de la température au niveau du conduit d'extraction est représenté dans la Figure 6.9 pour les trois tests avec une bonne reproductibilité de ces derniers. De la même manière que le HRR et le flux radiatif, on voit une montée en température rapide jusqu'à 300°C puis une chute de température jusqu'à l'extinction à 1250s pour les essais sans brouillard d'eau (cf. Figure 6.9a). Pour ce qui concerne les essais avec brouillard d'eau (cf. Figure 6.9b), la température maximale est atteinte à 750s. L'activation du brouillard d'eau provoque ensuite une diminution instantanée de la température à 100°C puis une diminution très progressive jusqu'à l'extinction. On peut donc affirmer que lorsque les conditions initiales en température, pression et débit d'air à l'admission sont respectées pour les essais, cela se traduit par une reproductibilité satisfaisante et une fiabilité des résultats.

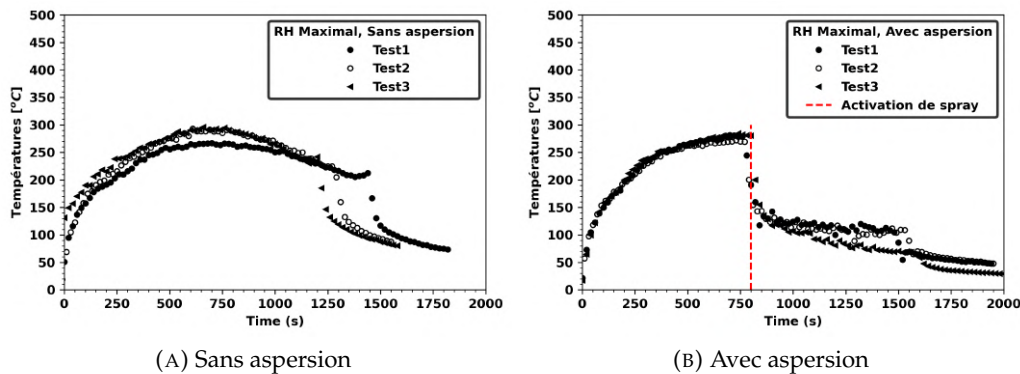


FIGURE 6.9 – Reproductibilité de l'évolution de la température au niveau de la gaine d'extraction avec une flamme d'heptane de 15cm à $Rh = 58$.

6.3 Discussions des résultats expérimentaux

Tout d'abord, on rappelle que le but de l'application du brouillard d'eau n'est pas l'extinction de la flamme mais l'étude du feu en milieu confiné soumis à un brouillard d'eau sur une durée suffisante pour observer tous les phénomènes qui rentrent en jeu, sauf pour l'essai avec $Rh = 4,2$ où l'extinction est inévitable.

6.3.1 Puissance du feu

L'évolution temporelle de la puissance du feu calculée à partir de la consommation en oxygène Q_{O_2} et avec la perte de masse Q_{mf} est représentée sur la Figure 6.10 pour le cas sans aspersion et avec aspersion par brouillard d'eau pour un Rh de 4,2 à 58 et porte ouverte. De prime abord, on peut constater que la puissance dépend fortement du régime du feu. Dans le cas sans aspersion (cf. Figure 6.10a et Figure 6.10b), on observe que pour $Rh = 4,2$ le feu est sous-ventilé et piloté par la ventilation. La puissance maximale d'environ 8kW est atteinte à $t=150\text{s}$ pour les deux calculs. Cette valeur est inférieure à $10,5\text{kW}$ qui est la puissance théorique absorbée par l'évaporation du brouillard d'eau pour un débit d'aspersion de $3,5\text{g/s}$ (voir Équation 1.4) et une consommation en oxygène de 10% (voir Figure 6.13a). Des conditions d'équilibre entre la consommation en oxygène et la vitesse de pyrolyse sont atteintes dans le local, ce qui donne un plateau pour la puissance à partir de 250s jusqu'à l'extinction par manque de combustible à $t=1500\text{s}$.

Dans le cas avec aspersion par brouillard d'eau à $t=1000\text{s}$, pour le même $Rh = 4,2$ la puissance du feu chute de 80% au bout de 10s et mène à l'extinction du feu (voir Figure 6.10c). L'allumage tardif de l'aspersion (à 1000s) a intensifié les conditions de sous-ventilation dans le local ce qui augmente les températures de la couche des gaz ($> 350^\circ\text{C}$), comme on le voit sur la Figure 6.16o. Cela provoque une évaporation rapide de la quantité d'eau injectée avec une forte dilution d'oxygène dans le local et le refroidissement de la couche de gaz au plafond. Cette dilution est observée sur la concentration en oxygène au niveau du foyer qui passe de 18% à 16% quelques secondes après l'activation du

brouillard. La Figure 6.16m montre que le brouillard d'eau refroidit aussi la surface du combustible avec une température qui passe de 650°C à moins de 200°C à $t_0+30\text{s}$.

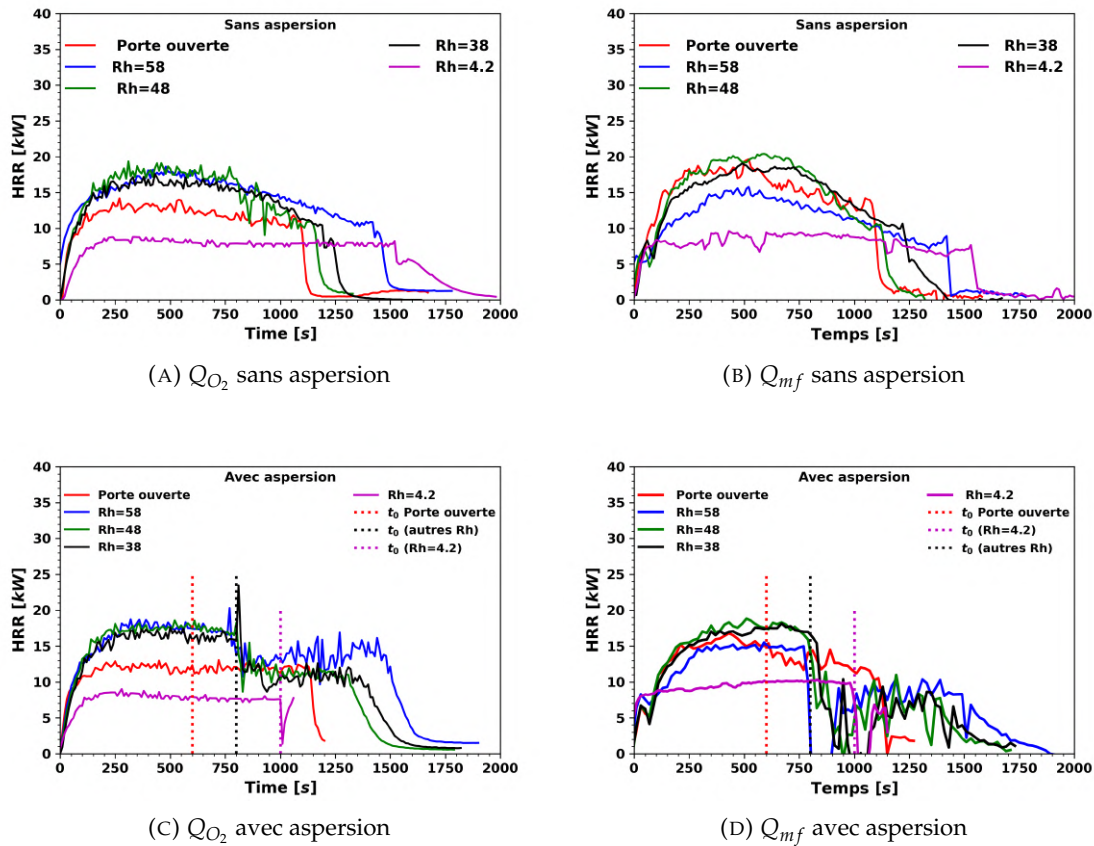


FIGURE 6.10 – Évolution temporelle de la puissance du feu calculée avec la consommation en oxygène et perte de masse pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et essai avec porte ouverte avec et sans brouillard d'eau.

L'évolution de la puissance du feu au cours du temps déduite de la consommation en oxygène et de la perte de masse lors de l'essai avec porte ouverte sans brouillard d'eau (voir Figure 6.10a et Figure 6.5b) montre un comportement classique d'un feu de nappe bien ventilé : une montée rapide en puissance suivie d'un régime établi à partir de 150s avec une puissance de $11,8\text{kW}$ pour la Q_{O_2} et de 18kW pour Q_{mf} , jusqu'à extinction par manque de combustible à 1200s. Cette différence entre Q_{O_2} et Q_{mf} vient de la surestimation de la puissance déduite par mesure de perte de masse. Dans le cas avec brouillard d'eau à $t_0=800\text{s}$ en Figure 6.10c et Figure 6.10d, on constate que le brouillard d'eau n'a pas d'effet considérable sur la puissance du feu (moins de 5% d'efficacité).

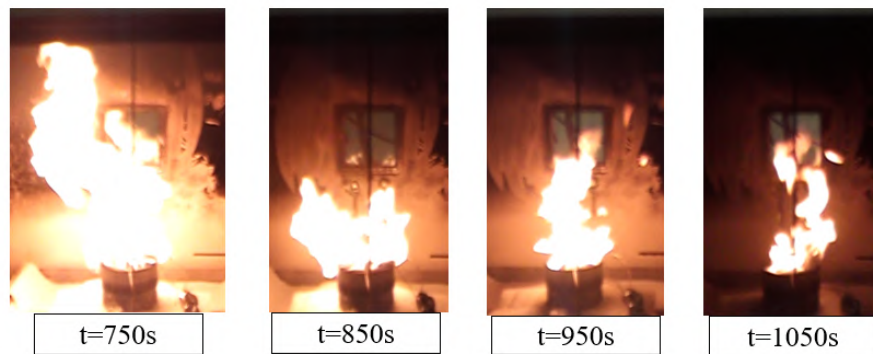


FIGURE 6.11 – Images de la flamme d’heptane soumise au brouillard d’eau à différents instants pour le cas avec porte ouverte.

La Figure 6.11 présente des images du comportement de la flamme dans le cas de la porte ouverte avant et après application du brouillard. On observe à $t=750s$ une flamme bien établie. Cependant, après l’activation du brouillard, on observe une flamme déstructurée notamment à $t=850s$ où la flamme est aplatie à cause de la quantité de mouvement apportée par le jet du brouillard d’eau suivi d’un comportement cyclique oscillatoire de cette dernière entre une forme de tourbillon et annulaire. Ce comportement de la flamme en milieu ouvert a également été décrit par RICHARD, 2001, RICHARD et al., 2002, RICHARD et al., 2003.

L’évolution de la puissance du feu à partir de la mesure de la concentration en oxygène et de la perte de masse pour les trois autres essais notamment $Rh=58$, 48 et 38 est aussi illustrée sur la Figure 6.10 dans le cas sans brouillard d’eau et avec brouillard d’eau. On constate que la valeur de la puissance du feu Q_{O_2} est maximale dans le cas sans aspersion (Figure 6.10a et Figure 6.10b) est d’environ $16,5kW$ et assez stable pour les trois essais. En revanche, la puissance Q_{mf} est supérieure à Q_{O_2} pour les deux cas $Rh = 48$ et $Rh = 38$ avec respectivement $20kW$ et $18kW$ mais inférieur pour $Rh = 58$ avec $15kW$. Ces différences s’expliquent par les raisons évoquées plus haut du fait de la surestimation de la puissance déduite par la perte de masse.

De plus, la puissance du feu de ces trois essais est plus élevée de 28% que celle de l’essai avec porte ouverte et plus élevée de 52% que celle avec $Rh = 4,2$. Cela s’explique par la contribution de deux phénomènes : une quantité d’oxygène suffisante (débit d’air frais très élevé entre $0,011$ et $0,016 \cdot 10^{-3} m^3/s$ et le soufflage en direction du foyer) et les effets de confinement qui se traduisent par l’échauffement progressif des parois du local (cf. Figure 6.18) qui augmente le retour de flux de chaleur venant des gaz chauds des parois vers la surface du combustible. Ces phénomènes sont faibles ou inexistantes dans les conditions de porte ouverte et $Rh = 4,2$.

Pour les mêmes essais, l’application du brouillard d’eau semble avoir une influence sur la puissance du feu : elle chute de 17,16% pour l’essai avec $Rh = 58$, de 33% pour

Essai	t_0 (s)	$HRR_{\text{avant-asper}}$ (kW)	$HRR_{\text{après-asper}}$ (kW)	Efficacité du brouillard
Porte ouverte	600	11,88	11,22	5,52%
$Rh = 58$	800	16,48	13,46	17,16%
$Rh = 48$	800	16,81	11,23	33,19 %
$Rh = 38$	800	16,17	10,46	35,28 %
$Rh = 4,2$	1000	$7,9 < 10,5$	extinction de la flamme car puissance absorbée par le brouillard d'eau	100%

TABLEAU 6.3 – Puissance du feu avant et après l'activation du brouillard.

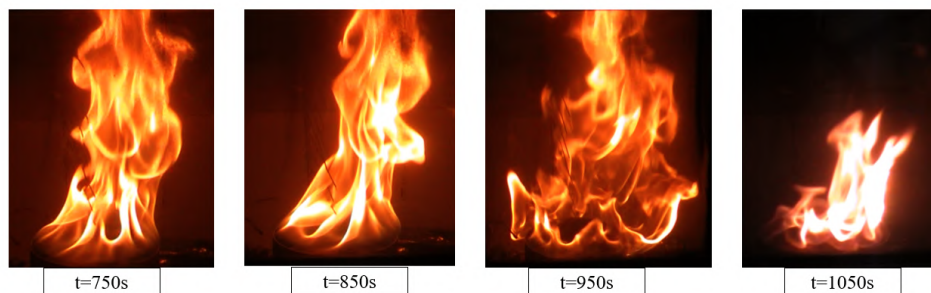


FIGURE 6.12 – Images de la flamme d'heptane soumise au brouillard d'eau à différents instants pour $Rh = 58$.

L'essai avec $Rh = 48$ et de 35% pour l'essai avec $Rh = 38$, voir la [Tableau 6.3](#). L'application du brouillard a augmenté le temps de consommation du combustible d'environ 250s.

Le comportement visuel de la flamme pour $Rh = 58$ à différents instants de l'application du brouillard d'eau est illustré sur les images de la [Figure 6.12](#). Avant l'activation du brouillard d'eau, on voit une flamme bien établie, plus allongée que celle avec porte ouverte. Après l'activation du brouillard d'eau, la flamme change de forme et on distingue trois formes qui se répètent d'une manière cyclique : initialement à t_0-50 , on voit un aplatissement de la flamme et une diminution de sa hauteur du fait de l'action à contre-courant de la quantité de mouvement apportée par le brouillard. Puis on observe une expansion de la flamme qui ressemble à une explosion et enfin un retour à la forme initiale avec un volume plus petit que la flamme non soumise à un brouillard d'eau.

Pour les trois essais, les gouttelettes du brouillard d'eau ne refroidissent pas la surface du combustible car les températures au niveau de cette dernière ne diminuent pas après l'activation du brouillard d'eau comme le montre l'évolution de la température proche de la surface de combustible illustrée sur la [Figure 6.16j](#). Cependant, le brouillard d'eau a une influence sur la stratification des fumées, les niveaux de température et les flux thermiques dans le local qui sont détaillés plus bas.

6.3.1.1 Concentration en espèces

La [Figure 6.13a](#) représente la concentration en oxygène mesurée au cours du temps au niveau du foyer (à 15cm du bord de la cuve). Avant l'activation du brouillard d'eau,

on constate que pour les essais bien ventilés, notamment avec l'essai porte ouverte et Rh de 38 à 58, la consommation en oxygène au niveau du foyer est très faible (concentration supérieure à 20,5%) due à une bonne circulation de l'air frais en partie basse (admission basse) avec une vitesse d'admission élevée (entre 7 et 10 m/s) (voir Figure 6.26) qui alimente la base du local en air frais. En revanche, pour l'essai avec $Rh = 4,2$, la concentration en oxygène diminue progressivement jusqu'à atteindre une valeur de 18% à 300s pour se stabiliser à ce niveau.

Après l'activation du brouillard d'eau, la concentration en oxygène au niveau du foyer chute drastiquement quelques secondes après l'activation du brouillard pour tous les essais, elle passe d'environ 20% avant l'activation du brouillard à environ 18% après 50s pour les Rh de 38 à 58. Pour $Rh = 4,2$, la concentration en oxygène passe d'environ 18% avant l'activation du brouillard à environ 16% après l'activation du brouillard à 50s. Ensuite, environ 100s après l'activation du brouillard d'eau, on observe une légère augmentation de la concentration en oxygène pour les essais avec Rh de 38 à 58. Cette variation rapide au niveau du foyer après l'activation du brouillard est due d'une part à l'évaporation intense des gouttelettes d'eau aux premiers instants de la pulvérisation au contact avec le milieu et les gaz préalablement très chauds, d'autre part à la dé-stratification des fumées accumulées au niveau du plafond par la quantité de mouvement apportée par le jet du brouillard d'eau.

L'amélioration du niveau d'oxygène à environ 100s après l'activation du brouillard est due à l'homogénéisation du milieu et l'équilibre qui se crée dans le local entre l'action du brouillard d'eau sur le milieu et la flamme qui arrive à se maintenir. Dans le cas avec porte ouverte, l'activation du brouillard d'eau ne semble pas avoir d'effet sur la concentration en oxygène au niveau du foyer.

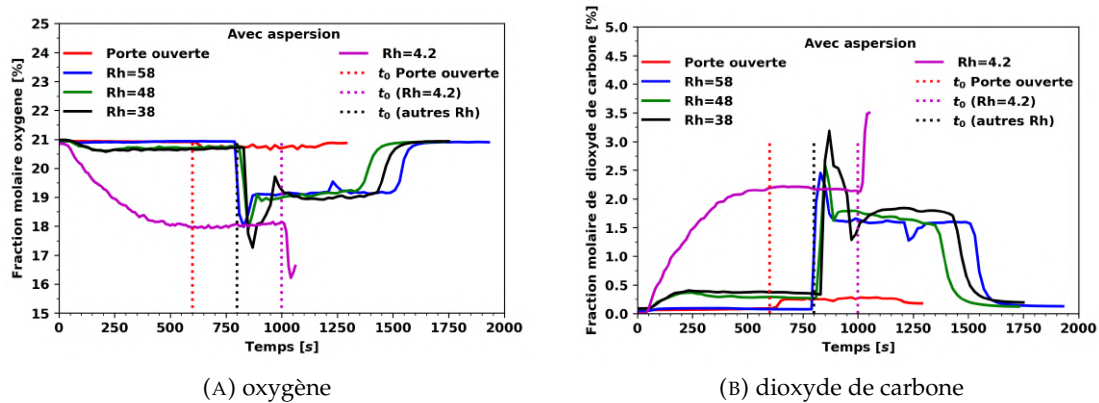


FIGURE 6.13 – Évolution temporelle de la fraction molaire de O_2 et de CO_2 à 15cm du bord du foyer d'heptane pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

La même tendance que la fraction molaire d'oxygène est observée pour la fraction molaire de dioxyde de carbone au niveau du foyer illustrée par la Figure 6.13b. Avant l'activation du brouillard, la concentration de CO_2 est très faible pour les cas bien ventilés de moins de 0,5% pour $Rh = 48$ et 38 et presque nulle pour l'essai avec porte ouverte et

$Rh = 58$. En revanche, cette valeur passe à environ 2,25% pour $Rh = 4,2$ ce qui témoigne d'une accumulation des espèces dans le local causée par la faible extraction d'air.

Après l'activation du brouillard d'eau, un pic de dioxyde de carbone est formé quelques secondes après l'activation de la buse à cause de la dé-stratification des fumées dans le local, de la vaporisation du brouillard et de la dilution qui conduisent à une combustion incomplète et à la production de d'avantage de CO (cf. Figure 6.15). Ainsi, la valeur de la concentration de dioxyde de carbone passe de moins de 0,5% à une valeur entre 2,5 à 3,5% pour les essais avec porte ouverte et $Rh = 38$ à 58. Par la suite, ce pic de dioxyde de carbone chute pour se stabiliser autour de 2% après 100s, le temps de l'homogénéisation du milieu. Pour l'essai avec $Rh = 4,2$ la valeur de CO_2 passe de 2,25% à plus de 3,5% suivie d'une diminution avant l'extinction du feu.

La concentration en oxygène au niveau du conduit d'extraction est représentée sur la Figure 6.14a. On peut remarquer une relation entre le niveau d'oxygène et le Rh . Autrement dit, la concentration en oxygène dépend du régime du feu dans le local. Pour un feu très bien ventilé comme l'essai porte ouverte (proche d'un milieu ouvert), la concentration en oxygène ne descend pas en-dessous de 19% et pour un feu sous-ventilé comme l'essai $Rh = 4,2$ la concentration en oxygène atteint les 10%. L'activation du brouillard d'eau influe considérablement sur la concentration en oxygène au niveau du conduit d'extraction. On rappelle que le conduit d'extraction est positionné dans la partie haute du local. La dé-stratification et l'homogénéisation des gaz dans le local par l'action du brouillard d'eau expliquent l'augmentation de la concentration d'oxygène au niveau du conduit d'extraction à environ 50s après l'activation de la buse pour tous les essais.

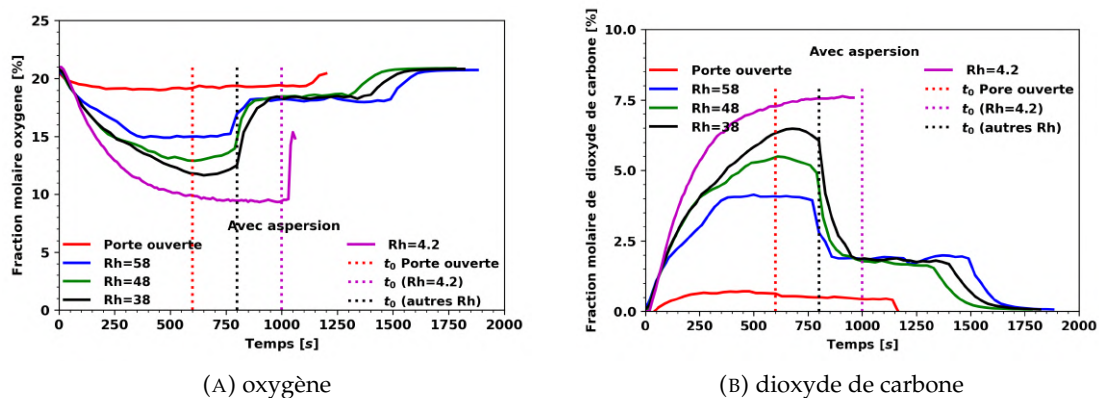


FIGURE 6.14 – Évolution temporelle de la fraction molaire au niveau du conduit d'extraction pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

Concernant la fraction molaire de dioxyde de carbone au niveau du conduit d'extraction présentée sur la Figure 6.14b, on observe une augmentation du niveau de concentration en dioxyde de carbone en fonction du régime du feu dans le local et du Rh avant l'activation du brouillard d'eau. Après l'activation de ce dernier, on voit une diminution notable du niveau de dioxyde de carbone. Pour les essais avec $Rh = 38, 48$ et 58, les valeurs des concentrations maximales en dioxyde de carbone avant l'activation du

brouillard d'eau sont respectivement de 6,5; 5,5 et 4% tandis qu'après l'activation du brouillard, ces valeurs chutent au même niveau de 2% pour les trois cas. L'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone au niveau du foyer et du conduit d'extraction pour tous les essais est également présentée sur la Figure 6.15. On constate que la production en monoxyde de carbone est plus élevée pour le cas sous ventilé ($Rh = 4,2$), avec une valeur maximale de 0,11% proche du foyer et de 0,25% au niveau du conduit d'extraction avant l'activation du brouillard d'eau.

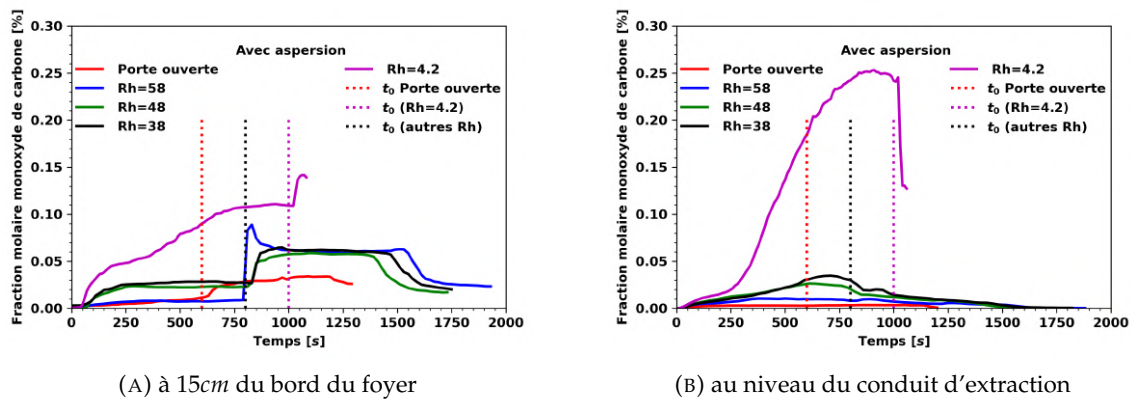


FIGURE 6.15 – Evolution temporelle de la fraction molaire du monoxyde de carbone pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

Des niveaux très faibles de CO sont observés dans les essais avec porte ouverte, $Rh = 38, 48$ et 58 (moins de 0,02%). L'activation du brouillard d'eau provoque un pic de CO au niveau de la mesure proche du foyer (de 0,1% à 0,15 pour $Rh = 4,2$ et jusqu'à 0,1% pour $Rh = 58$) suivi d'une diminution puis une stabilisation de la valeur autour de 0,05% pour les essais bien ventilés. Ce n'est pas le cas au niveau du conduit d'extraction où la concentration en CO diminue nettement avant l'extinction du feu pour $Rh = 4,2$ et légèrement pour les autres essais bien ventilés. Ces variations de la fraction molaire de monoxyde de carbone après l'activation du brouillard d'eau s'expliquent de la même manière que les variations de la fraction molaire de dioxyde de carbone : une dé-stratification des produits de combustion accumulés au niveau du plafond par le contre-courant créé par le brouillard d'eau et l'évaporation des gouttelettes d'eau au contact des gaz chauds qui font diminuer par dilution la quantité d'oxygène dans le local. Ceci conduit à une combustion incomplète et une production importante de CO et de CO₂ qui se traduit par un pic de ces espèces au niveau du foyer et une diminution de leur concentration au niveau du conduit d'extraction.

6.3.1.2 Champs de températures

On rappelle que les différents champs de températures mesurés dans le local sont présentés dans la Figure 2.6 à l'aide de trois arbres de thermocouples noté TC au centre du foyer d'heptane, TG à gauche du foyer côté admission et TD à droite du foyer côté

extraction. La Figure 6.16 représente les évolutions temporelles de la température le long de l'arbre vertical des thermocouples TC pour chaque essai.

Pour l'essai avec porte ouverte de la Figure 6.16a, on observe avant l'activation du brouillard d'eau que la température TC_19 à 2,5cm de la surface de combustible est de l'ordre de 750°C depuis l'allumage jusqu'à une durée de 100s puis chute jusqu'à environ 450°C à 250s puis elle remonte à partir de 500s. Pour les TC_18, TC_17 et TC_16 (2,5cm de distance entre les thermocouples), on remarque une importante fluctuation de la température. Ce phénomène s'explique par l'instabilité de la flamme dans cette zone turbulente avec un important battement de panache réactif, l'inertie des thermocouples et le temps d'acquisition relativement long. Cette instabilité est visible aussi au niveau de la zone au-dessus de la flamme (voir Figure 6.16b).

Dans la zone proche du plafond (de 0,55m jusqu'à 0,95m du plafond) (Figure 6.16c), on observe une température homogène autour de 150°C. Après l'activation du brouillard d'eau à $t_0=600s$, la température au-dessus de la surface du combustible TC_19 reste quasiment constante et celles données par TC_18 à TC_16 initialement chutent jusqu'à environ 300° suivi d'une augmentation (jusqu'à 600°C) à partir de 1000s jusqu'à l'extinction. Ces résultats montrent que la diminution de la température au niveau de TC_18 à TC_16 est liée à la déstructuration de la flamme et l'aplatissement engendré par l'action à contre-courant du brouillard d'eau.

Dans la zone au-dessus de la flamme (TC_15 à TC_10), le brouillard d'eau provoque initialement une diminution de la température jusqu'à 150°C puis la température augmente jusqu'à atteindre le même niveau qu'avant l'activation du brouillard d'eau avec des fluctuations moins importantes et on remarque aussi que les températures sont plus homogènes après l'activation du brouillard d'eau dans cette zone. On constate la même observation au niveau des températures proches du plafond après activation du brouillard d'eau, une légère diminution suivie d'une augmentation jusqu'à l'extinction du feu par manque de combustible.

Concernant les essais bien ventilés avec $Rh = 38, 48$ et 58 (Figure 6.16d à Figure 6.16l), on remarque globalement le même comportement des profils de température avant l'activation du brouillard d'eau sur l'arbre TC. La température TC_19 pour l'essai $Rh = 58$ (Figure 6.16d) est de l'ordre de 750°C à l'allumage du feu et après 50s, cette valeur diminue progressivement pour se stabiliser autour de 350°C de 250s jusqu'à 800s. En revanche, pour les essais avec $Rh = 48$ et 38 (Figure 6.16g à Figure 6.16l), la température TC_19 reste élevée autour de 750°C jusqu'à 250s après l'allumage du feu puis elle diminue pour atteindre une valeur de 450°C à 800s. L'état d'équilibre dans le caisson se produit autour de 100s après l'allumage du feu avec la stabilisation des températures de TC_18, TC_17 et TC_16 jusqu'à 800s.

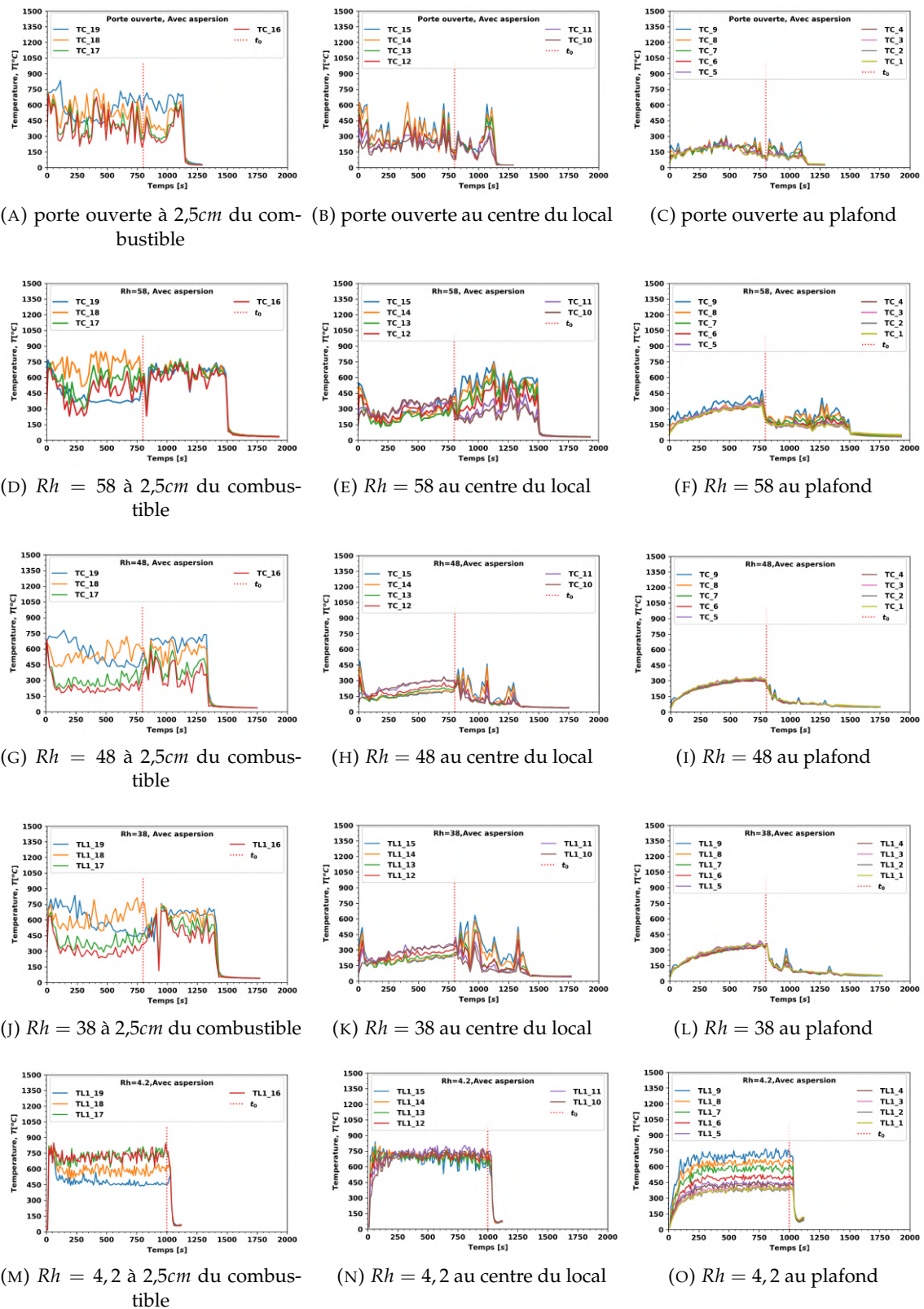


FIGURE 6.16 – Évolution temporelle de la température sur l'arbre central TC pour chaque essai de feu avec aspersion de brouillard d'eau.

Après l'activation du brouillard, on constate des comportements différents au niveau des températures dans la flamme selon le renouvellement horaire. Dans le cas $Rh = 58$ (cf. Figure 6.16d), l'activation du brouillard d'eau provoque une chute des températures (jusqu'à 200°C) suivie d'une augmentation jusqu'à 600°C (au même niveau qu'avant l'activation du brouillard d'eau) après 50s et une homogénéisation des températures. Contrairement aux essais avec $Rh = 38$ et 48 où le brouillard d'eau a initialement provoqué une homogénéisation de la température autour de 450°C au bout de 100s après l'activation du brouillard d'eau, les profils des températures montrent la même tendance qu'avant l'activation du brouillard avec une différence de 250°C entre TC_18 et TC_16. L'analyse des niveaux de température au niveau de la flamme avant et après l'activation du brouillard d'eau montre que pour les essais bien ventilés, notamment $Rh = 38, 48$ et 58, les gouttelettes du brouillard d'eau n'atteignent pas la surface de combustible et ne refroidissent pas la zone de pyrolyse mais provoquent plutôt une déstructuration de la forme de la flamme qui modifie les niveaux de température sans une diminution notable.

Pour les profils de températures dans la zone au-dessus de la flamme (de TC_15 à TC_10), dans le cas $Rh = 58$ (cf. Figure 6.16e), les températures TC_15 à TC_12 sont initialement élevées (entre 450°C et 500°C) puis diminuent jusqu'à 100s pour se stabiliser une fois l'équilibre thermique dans le caisson atteint (entre 150°C et 300°C). En revanche, pour les TC_11 et TC_10 à 25cm et 30cm de la surface du combustible, la température initiale de 300°C reste sensiblement stable jusqu'à 800s. L'activation du brouillard d'eau pour le cas $Rh = 58$ conduit à une augmentation des valeurs des températures pour TC_15 à TC_12 (de 12,5cm à 20cm au-dessus de la surface du combustible) à des niveaux plus élevés qu'avant l'activation du brouillard d'eau. Cette augmentation suppose une montée en régime du feu mais l'évolution de la puissance du feu ne montre pas cette augmentation comme on le voit sur la Figure 6.10.

Les températures données par TC_11 et TC_10 montrent une diminution d'environ 150°C après l'activation du brouillard d'eau avec le brassage entre les couches supérieures des gaz chauds et l'air frais des couches inférieures. Pour les essais avec $Rh = 38$ et 48 dans la zone au-dessus de la flamme après l'allumage du feu (cf. Figure 6.16h et Figure 6.16k), la tendance est la même que pour $Rh = 58$ avec des niveaux de température plus bas (environ 150°C). Après l'activation du brouillard d'eau, on observe une légère diminution des températures (autour de 50 °C) avec de fortes fluctuations.

Les températures au niveau de la zone des gaz chauds proches du plafond (TC_9 à TC_1) pour les essais avec $Rh = 38, 48$ et 58 (Figure 6.16f, Figure 6.16i et Figure 6.16l) montrent des températures maximales de 300°C et sensiblement homogènes dans la couche des gaz chauds avant l'activation du brouillard d'eau. Une fois le brouillard d'eau activé, on observe un refroidissement progressif dans cette zone jusqu'à 50°C pour les cas avec $Rh = 38$ et 48 et de 100°C pour le cas $Rh = 58$. Cela montre que l'action dominante du brouillard d'eau pour ces cas bien ventilés est le refroidissement et la dé-stratification

de la couche de produits de combustion accumulés dans la partie supérieure du caisson.

Le profil de températures sur l'axe vertical au centre du caisson dans le cas $Rh = 4,2$ est illustré sur les Figure 6.16m à Figure 6.16o. Avant l'activation du brouillard d'eau, au niveau de la zone de la flamme (cf. Figure 6.16m), on observe que les températures données par TC_19 et TC_18 respectivement à 2,5cm et 5cm de la surface du combustible sont initialement de 750°C puis au bout de 50s chutent jusqu'à 450°C pour TC_19 et 500°C pour TC_18 contrairement à celles de TC_17 et TC_16 (à 7,5 cm et 10cm) qui restent relativement constantes autour de 700°C. Cette stratification inversée de la température au niveau de la flamme peut s'expliquer par les conditions de sous-ventilation qui se renforcent dans le caisson à partir de 100s de l'allumage du feu. La vitesse faible d'admission de 1m/s et d'extraction de 2m/s limite la circulation de l'air dans le caisson et conduit à l'accumulation puis à la surchauffe rapide de la couche des produits de combustion au niveau du plafond. En conséquence, les températures dans la zone au-dessus de la flamme représentées par la Figure 6.16n sont très élevées et homogènes (de l'ordre de 750°C) par rapport à celles observées dans les essais bien ventilés ($Rh = 38, 48, 58$ et porte ouverte). A partir de 35cm au-dessus de la surface du combustible, on remarque une stratification de l'environnement. L'activation du brouillard d'eau pour ce cas sous-ventilé conduit à l'extinction du feu après quelques secondes. En effet, les températures chutent brutalement jusqu'à moins de 100°C dans le caisson à tous les niveaux. Cette chute est induite par l'évaporation instantanée du brouillard d'eau qui provoque la dilution de l'oxygène dans le caisson et le refroidissement du milieu.

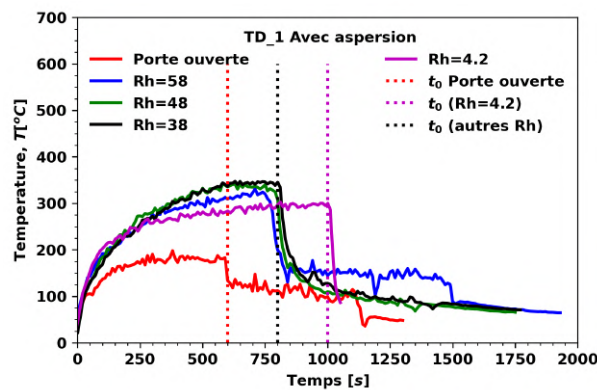


FIGURE 6.17 – Evolution temporelle de la température au niveau du conduit d'extraction pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

La Figure 6.17 montre l'évolution temporelle de la température des gaz à l'entrée du conduit d'extraction pour un Rh de 4,2 à 58 et porte ouverte. Avant l'activation du brouillard d'eau, on observe que pour les cas $Rh = 38$ et 48, les profils de température se superposent et atteignent la température maximale de 300°C. Cependant, pour $Rh = 58$ la température est plus faible de 50°C par rapport $Rh = 38$ et 48. Dans le cas avec porte ouverte, la température maximale est de l'ordre de 150°C. Pour le cas $Rh = 4,2$, la température maximale est de 220°C. Ces résultats montrent que pour des Rh élevés, il y

a une bonne circulation des gaz dans le caisson et une extraction efficace de ces derniers qui se traduit par une augmentation de la température au niveau du conduit d'extraction.

En revanche, les Rh très faibles ne favorisent pas l'écoulement et l'extraction des gaz dans le caisson, ce qui provoque une accumulation de ces derniers et fait augmenter les températures dans le caisson comme on l'a vu sur les Figure 6.16m à Figure 6.16o, mais pas d'augmentation dans le conduit d'extraction. Après l'activation du brouillard d'eau, la température dans le conduit d'extraction diminue de 200°C pour les cas avec $Rh = 38$ et 48 , et de 150°C pour $Rh = 58$ après 50s d'injection du brouillard puis reste quasi constante autour de 100°C jusqu'à la fin des essais. Pour l'essai avec porte ouverte, la température chute jusqu'à 75°C par l'action du brouillard puis elle se maintient à cette température jusqu'à épuisement du combustible.

L'évolution de la température de la surface des parois du caisson à une hauteur de 35cm du sol est également représentée sur la Figure 6.18 pour les Rh de $4,2$ à 58 et porte ouverte. Avant l'activation du brouillard d'eau, on observe une évolution progressive de la température sur différents niveaux en fonction du Rh . Les températures maximales de l'ordre de 125°C sont enregistrées pour les cas avec $Rh = 38$ et 48 avec une superposition des deux profils comme on l'a vu pour les températures au niveau du conduit d'extraction (cf. Figure 6.17). En revanche, la température maximale de 100°C est atteinte pour le cas $Rh = 58$. Pour le cas avec porte ouverte et $Rh = 4,2$, les températures maximales sont plus faibles que pour les Rh de 38 à 58 et sont de l'ordre de 75°C et 85°C respectivement. Après l'activation du brouillard d'eau, les températures chutent progressivement jusqu'à atteindre 50°C pour tous les essais. Ce qui témoigne de l'effet du brouillard d'eau sur le refroidissement de l'environnement autour du feu.

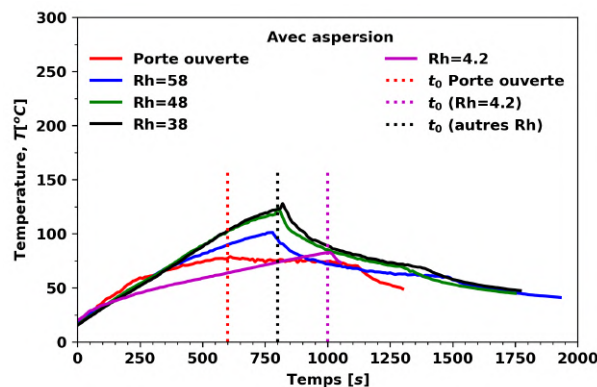


FIGURE 6.18 – Evolution temporelle de la température au niveau du mur pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

Les profils verticaux de la température sur les trois arbres TC, TG et TD aux instants $t=t_0-30\text{s}$, $t=t_0+30\text{s}$ et $t=t_0+90\text{s}$ de l'activation du brouillard d'eau sont représentés sur la Figure 6.19. Sur l'arbre TC au centre du foyer 30s avant l'activation du brouillard (cf. Figure 6.19a), on observe pour l'essai avec $Rh = 4,2$ une stratification des températures

avec un niveau beaucoup plus élevé que pour les autres essais (qui peut atteindre 350°C) à partir de la hauteur $0,4\text{m}$ du sol jusqu'au plafond (la zone au-dessus de la flamme). Ceci traduit la mauvaise circulation et l'accumulation des gaz imbrulés dans le caisson et conduit à la surchauffe du milieu. Des niveaux plus bas sont enregistrés pour l'essai avec porte ouverte avec des températures homogènes autour de 200°C à partir de $0,4\text{m}$ du sol. Cela s'explique par le fait que la porte ouverte pendant l'essai fait évacuer les gaz chauds vers l'extérieur.

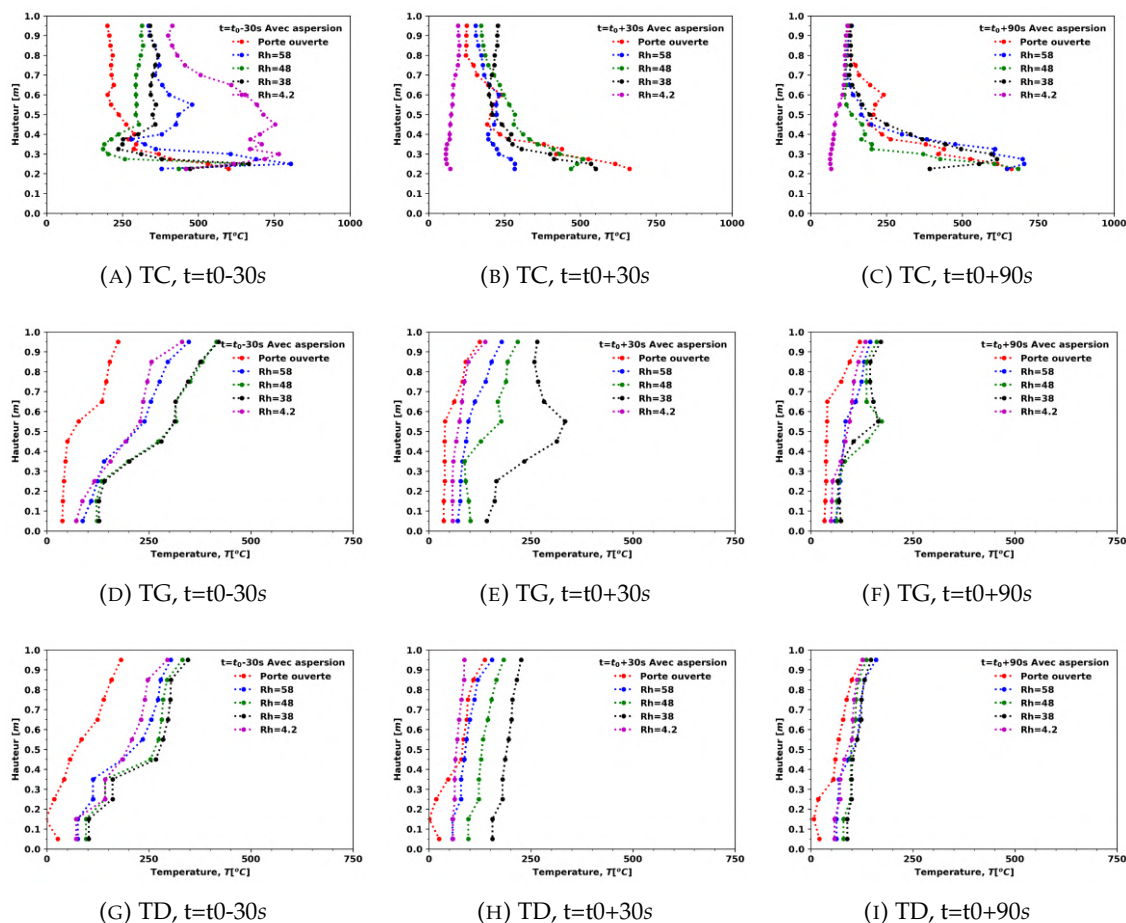


FIGURE 6.19 – Profils verticaux de température pour trois instants sur les trois arbres de thermocouples TC, TG et TD pour chaque essai de feu avec aspersion de brouillard d'eau.

Pour les essais avec $Rh = 38, 48$ et 58 , on distingue des profils similaires à l'instant $t=770s$. Encore une fois, les températures des gaz chauds ont tendance à s'homogénéiser à partir de $0,4\text{m}$ du sol. Pour l'essai avec $Rh = 4,2$ après $30s$ d'activation du brouillard d'eau (cf. Figure 6.19b), les températures chutent jusqu'à moins de 100°C dans la partie basse du caisson (moins de $0,6\text{m}$ du sol), ce qui témoigne de l'extinction de la flamme à cet instant. Pour les autres cas, les températures dans la partie haute du caisson diminuent considérablement (moins de 250°C) et sont homogènes par le brassage et le refroidissement généré par le brouillard d'eau après $30s$ d'aspersion. Dans la partie basse du caisson, les températures augmentent par rapport à l'instant t_0-30s sauf pour le cas avec $Rh = 58$, probablement à cause du changement de forme de la flamme par l'action du

brouillard d'eau qui entoure mieux les thermocouples dans cette zone. Après 90 secondes suite à l'activation du brouillard d'eau (cf. [Figure 6.19c](#)), le refroidissement de la couche de gaz dans la partie haute du caisson s'intensifie avec les mêmes niveaux de températures homogènes pour tous les essais (sauf $Rh = 4,2$) (entre 100 et 150°C) puis à mesure que l'on s'approche de la zone de la flamme, les températures augmentent avec un profil différent de celui avant l'activation qui traduit le changement de forme de la flamme.

Pour les arbres TD et TG à l'instant t_0-30s de l'activation du brouillard d'eau, on remarque une stratification des températures sur les deux côtés (cf. [Figure 6.19d](#) et [Figure 6.19g](#)) avec des niveaux de températures similaires pour tous les essais (sauf cas avec porte ouverte), relativement froid à la base (0,2m du sol) entre 50 et 100°C qui augmentent à mesure que l'on s'approche du plafond. Pour le cas avec porte ouverte, l'absence d'admission d'air en partie basse conduit à un profil qui reste homogène et froid (moins 50°C) jusqu'à 0,6m du sol puis les températures augmentent progressivement en s'approchant du plafond. Après 30 secondes suite à l'activation du brouillard d'eau (cf. [Figure 6.19e](#) et [Figure 6.19h](#)), les profils ont tendance à s'homogénéiser d'une manière plus importante du côté de l'extraction (cf. [Figure 6.19e](#)) que du côté de l'admission (cf. [Figure 6.19h](#)) avec une dé-stratification et un refroidissement important au niveau de la partie haute du caisson (moins 150°C). Pour les Rh élevés (38, 48 et 58), on remarque que la température est inversement proportionnelle au Rh c'est-à-dire que le niveau de température sur le côté gauche et droit du foyer augmente à mesure que le Rh diminue. Enfin, à l'instant $t=t_0+90s$ de l'activation du brouillard (cf. [Figure 6.19f](#) et [Figure 6.19i](#)), les températures des gaz diminuent encore plus qu'à $t=t_0+30s$ et l'écart entre la température partie basse et partie haute est réduit sur les deux côtés, indépendamment du Rh . Ce qui montre que le brouillard d'eau arrive à refroidir l'environnement autour du feu malgré le maintien de la combustion.

6.3.1.3 Flux thermiques

Les mesures des flux de chaleur radiatifs au niveau des parois du caisson du côté de l'extraction, à une hauteur de $Z_1=25cm$ et $Z_2=36cm$ du sol (voir [Figure 2.6](#)), sont présentées sur la [Figure 6.20](#). Les résultats de la mesure avant l'activation du brouillard d'eau montrent que, pour le cas avec $Rh = 4,2$, les flux muraux sont quasi constants autour de $0,6kW/m^2$ à Z_1 et $0,75kW/m^2$ à Z_2 et suivent l'évolution de la puissance du feu. A 620s, on observe une augmentation du flux rayonné en face de la porte (cf. [Figure 6.20a](#)) à Z_1 de $0,6$ à $1,7kW/m^2$ qui est dû probablement à la surchauffe du fluxmètre pendant cet essai. Dans le cas avec porte ouverte, la valeur du flux radiatif reçu au niveau des parois est également stable avec une valeur maximale de $1,8kW/m^2$, quelle que soit la position des fluxmètres, sauf pour le fluxmètre en face de la porte à la hauteur Z_2 (cf. [Figure 6.20c](#)), où la valeur est autour de $1,5kW/m^2$. Cette diminution s'explique par l'inclinaison de la flamme vers le côté de la porte qu'on a notamment observé pendant les essais. L'activation du brouillard d'eau pour le cas avec porte ouverte à 600s atténue le rayonnement

d'une manière très faible et progressive pour atteindre la valeur de $1\text{kW}/\text{m}^2$ avant l'extinction du feu.

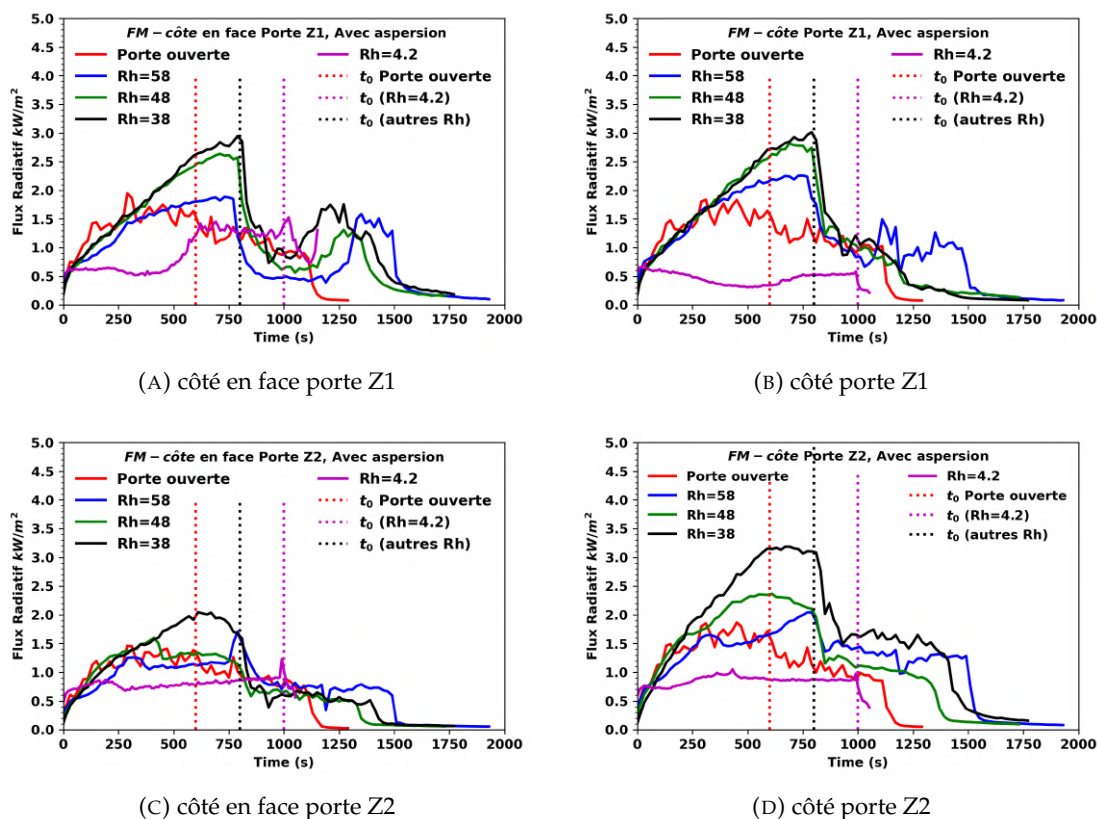


FIGURE 6.20 – Evolution temporelle du flux radiatif reçu au niveau des parois du caisson à des hauteurs Z1 et Z2 pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

Cependant, pour les cas bien ventilés avec $Rh = 38, 48, 58$ avant l'activation du brouillard, le flux radiatif au niveau des parois augmente progressivement avec l'augmentation de la puissance du feu, la température des gaz chauds et celle des parois du caisson (voir Figure 6.10 et Figure 6.18). A la hauteur Z1, le flux radiatif est identique pour $Rh = 48$ et 38 avec une valeur maximale de $3\text{kW}/\text{m}^2$ des deux côtés (voir Figure 6.20a et Figure 6.20b). En revanche, à la hauteur Z2 la valeur du flux radiatif mesurée au niveau des parois est différente d'un côté à l'autre (voir Figure 6.20c et Figure 6.20d). On distingue des valeurs plus élevées côté porte ($3\text{kW}/\text{m}^2$ pour $Rh = 38$ et $2,4\text{kW}/\text{m}^2$ pour $Rh = 48$) qu'en face de la porte ($2\text{kW}/\text{m}^2$ pour $Rh = 38$ et $1,5\text{kW}/\text{m}^2$ pour $Rh = 48$). Cette différence provient aussi de l'inclinaison de la flamme vers le côté de la porte provoquée par la vitesse élevée de l'air frais qui entre par l'admission en partie basse, et ce malgré la présence de la plaque métallique en forme de U au niveau de l'admission pour éviter cet effet de soufflage de la flamme.

Pour le cas avec $Rh = 58$, le niveau du flux radiatif reçu à la paroi est plus faible que celui avec $Rh = 38$ et 48 traduisant les niveaux de températures sur les parois plus élevées de 25°C pour les cas $Rh = 38$ et 48 par rapport au $Rh = 58$ illustrées sur la Figure 6.18. A

la hauteur Z1, la valeur maximale du flux atteint $1,8 \text{ kW/m}^2$ pour le côté face de la porte et $2,3 \text{ kW/m}^2$ pour le côté porte (Figure 6.20a et Figure 6.20b). L'inclinaison de la flamme vers le côté de la porte (voir Figure 6.11 et Figure 6.12) est également visible sur la valeur du flux radiatif à la hauteur Z2 du fait de la valeur du flux plus élevée du côté porte (2 kW/m^2 côté porte et $1,5 \text{ kW/m}^2$ face à la porte) (cf. Figure 6.20c et Figure 6.20d). Ces résultats montrent notamment que la stratification des gaz chauds est plus importante dans le cas $Rh = 38$ et 48 que pour le cas $Rh = 58$ dont l'extraction est plus efficace.

Après l'activation du brouillard d'eau, on remarque une atténuation très importante du flux radiatif au niveau des parois. Par exemple : à Z1 côté porte (cf. Figure 6.20b), le flux radiatif est atténué de 66,6% pour les cas avec $Rh = 38$ et 48 et de 56,5% pour $Rh = 58$ et pour la hauteur Z2 (cf. Figure 6.20d), le flux est atténué de 58% pour $Rh = 48$, de 50% pour $Rh = 38$ et de 25% pour $Rh = 58$. Ces résultats montrent l'efficacité du brouillard d'eau pour l'atténuer les flux de chaleur par le phénomène de rideau d'eau qui d'une part réduit les flux issus de la flamme et d'autre part provoque l'atténuation des flux issus des fumées chaudes par la dé-stratification de ces derniers.

L'évolution du flux radiatif reçu à la surface de combustible obtenue par l'extrapolation du flux radiatif mesurée à l'interface entre l'heptane et l'eau avec l'Équation 2.2 est présentée sur la Figure 6.21a. Avant l'activation du brouillard d'eau, on remarque que le profil du flux radiatif reçu à la surface du combustible est sensiblement identique pour tous les essais ($3,5 \text{ kW/m}^2$ pour les cas bien ventilés entre 500s et 800s) sauf le cas avec $Rh = 4,2$ avec une valeur plus faible tout au long de l'essai (2 kW/m^2 entre 500s et 1000s).

Les valeurs très élevées obtenus au début de l'essai (entre 0s et 250s) peuvent être attribuées à l'incertitude liée à l'extrapolation du flux mesuré à l'interface entre l'heptane et l'eau vers la surface de l'heptane. Après l'activation du brouillard d'eau, le flux radiatif à la surface du combustible chute d'environ $1,5 \text{ kW/m}^2$ pendant 100s puis il remonte au même niveau qu'avant l'activation du brouillard d'eau.

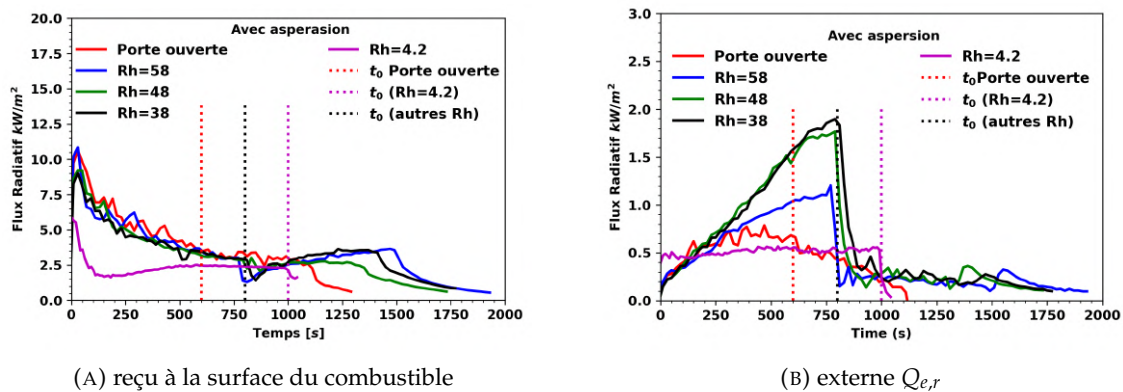


FIGURE 6.21 – Evolution temporelle du flux radiatif des essais pour $4,2 \leq Rh \leq 58$ et porte ouverte.

Le flux radiatif externe venant des parois et des fumées chaudes est représenté par la [Figure 6.21b](#). On rappelle que le flux radiatif externe est obtenu à partir de la méthode détaillée dans la [Section 2.3.3](#) pour la détermination de la contribution de chaque flux pendant l'incendie dans un compartiment. On observe qu'avant l'activation du brouillard d'eau, le flux radiatif externe pour les cas bien ventilés ($Rh = 38, 48$ et 58) augmente progressivement et sa valeur atteint le maximum une fois le régime permanent bien établi ($2kW/m^2$ pour le cas de $Rh = 38$ et 48 et $1,5kW/m^2$ pour le cas $Rh = 58$). Cette évolution traduit le niveau de température dans le caisson (voir [Figure 6.16](#)), autrement dit plus les températures des gaz dans le caisson sont élevées plus le flux externe est élevé. Pour le feu très sous ventilé, on observe une valeur constante du flux externe de $0,5kW/m^2$ sur toute la durée du feu jusqu'à l'extinction à $1000s$ malgré les températures des gaz très importantes (voir [Figure 6.18](#)).

Dans le cas avec porte ouverte, le flux externe suit l'évolution du HRR avec un maximum autour de $0,7kW/m^2$ et une influence insignifiante du brouillard d'eau. On remarque aussi que pour ces cas, le flux externe provient essentiellement des parois du caisson du fait que la quasi-totalité des fumées sont évacuées au cours de l'essai par l'extraction et la porte du caisson. L'activation du brouillard d'eau conduit à une diminution du flux radiatif externe de 85% pour les cas avec $Rh = 38$ et 48 et de 75% pour le cas avec $Rh = 58$. Ce qui montre l'efficacité du brouillard d'eau pour l'atténuation des flux externes issus des gaz chauds et des parois du caisson malgré le maintien de la combustion jusqu'à l'extinction par manque de combustible.

6.4 Évaluation du code FDS pour l'étude de l'incendie avec aspersion par brouillard d'eau

Dans cette section du chapitre, on se propose d'étudier la capacité du code FDS à prédire un scénario d'incendie en milieu confiné-ventilé avec aspersion par brouillard d'eau. Pour cela, une comparaison est faite entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux obtenus pendant la campagne d'essais dans le caisson CERES II.

L'installation CERES II a été modélisée en un domaine 3D de $1m$ de côté. Les dimensions du domaine correspondent à celles mentionnées dans la [Section 2.3](#). Le système de ventilation a été modélisé de la même manière que pour la modélisation de l'installation CERES I (voir [Section 3.9](#)) en utilisant la méthode HVAC combinée avec FDS. Le choix de la taille des mailles est basé sur l'étude de sensibilité au maillage présenté dans le [Chapitre 4](#) pour l'installation CERES I (ACHERAR et al., 2020). Ainsi, un maillage uniforme de $5cm$ de côté a été utilisé sur la totalité du domaine sauf au niveau du foyer où le maillage a été raffiné à $2,5cm$ de côté. Concernant la modélisation numérique de l'aspersion par brouillard d'eau, les mêmes conditions de pulvérisation que la configuration 4 du [Chapitre 4](#) sont appliquées, à savoir la taille des gouttelettes et la vitesse de pulvérisation (pression, vitesse et diamètre de gouttes). Pour toutes les simulations effectuées, le

foyer est modélisé avec une approche non prédictive, c'est-à-dire que la puissance du feu calculée à partir de la consommation en oxygène et imposée au niveau du foyer comme donnée d'entrée des simulations.

Les essais expérimentaux avec aspersion par brouillard d'eau choisis pour la modélisation sont l'essai avec porte ouverte, l'essai avec $Rh = 38$ et l'essai avec $Rh = 4,2$ qui correspondent respectivement aux régimes du feu en milieu ouvert équivalent, feu bien ventilé et feu sous-ventilé.

6.4.1 Puissance du feu

La Figure 6.22 représente les évolutions temporelles de la puissance du feu calculée à partir de la consommation en oxygène comparée à celle prédite par FDS pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux montre un accord satisfaisant entre la prédiction et l'expérience dans les deux phases, avant et après l'activation du brouillard d'eau et quel que soit le régime du feu. Cet accord satisfaisant s'explique par l'utilisation de la puissance du feu expérimentale comme donnée d'entrée de la simulation au niveau du foyer.

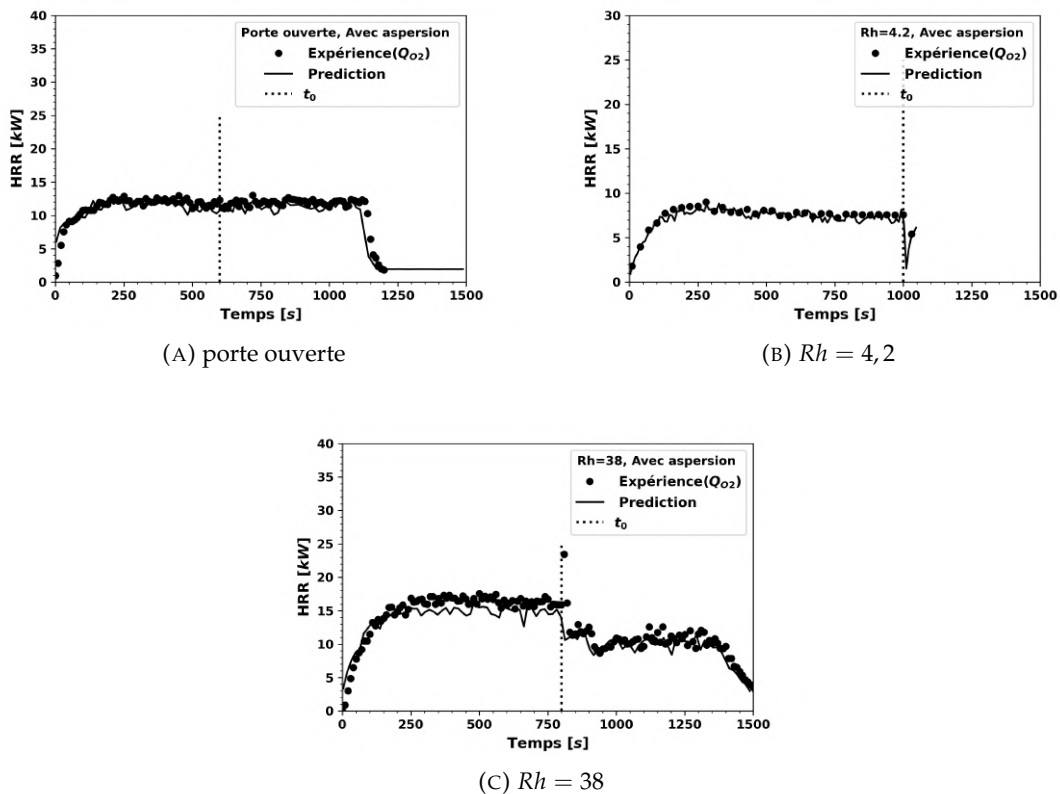


FIGURE 6.22 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance du feu pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

6.4.2 Concentration en oxygène

La comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène au voisinage du foyer et au niveau du conduit d'extraction est illustrée sur les Figure 6.23 et Figure 6.24 pour les trois cas. Dans le cas avec porte ouverte et avant l'activation du brouillard d'eau (cf. Figure 6.23a), on voit que les deux profils, expérimental et numérique, sont confondus. Après l'activation du brouillard d'eau à t_0 , la simulation numérique sous-estime la concentration en oxygène au niveau du foyer de 4,4% par rapport aux mesures expérimentales. Ce résultat est dû à la dé-stratification des gaz chauds et à la position de la buse en face de la porte du caisson qui crée un contre-courant à l'écoulement d'air de la porte. En revanche, l'évolution de la concentration en oxygène au niveau du conduit d'extraction (cf. Figure 6.24a) est surestimée par la prédiction avant l'activation du brouillard d'eau et identique à la mesure après l'activation du brouillard.

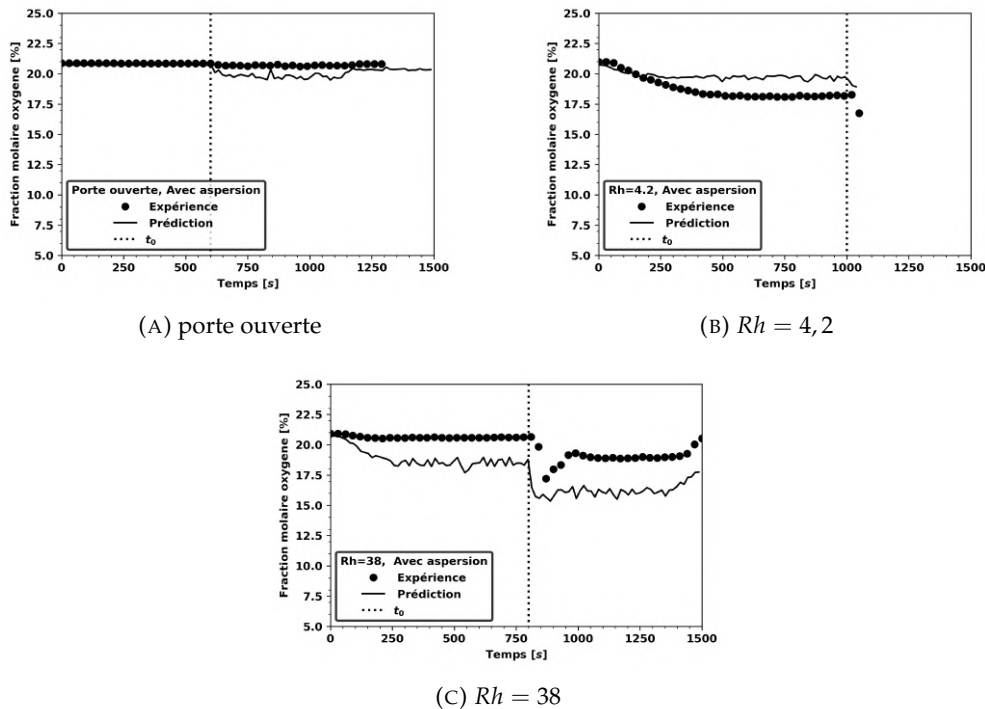


FIGURE 6.23 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène proche du foyer pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

Pour le cas $Rh = 38$, la concentration en oxygène proche du foyer est aussi sous-estimée par le code FDS de 9% avant l'activation du brouillard et de 17,5% après l'activation du brouillard par rapport à la mesure expérimentale. Cela témoigne de l'accumulation des produits de combustion et d'une mauvaise extraction de ces derniers par le modèle HVAC (MAGNOGNOU et al., 2017). En revanche, on observe une bonne prédiction de la concentration en oxygène mesurée au niveau du conduit d'extraction avant l'activation du brouillard d'eau (voir Figure 6.24b).

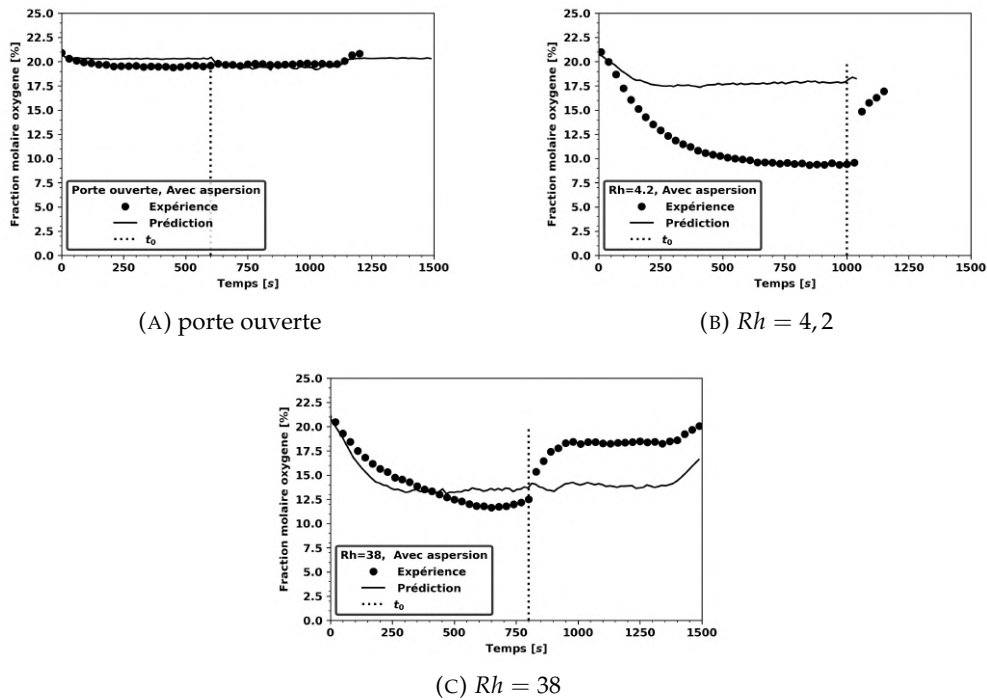


FIGURE 6.24 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire d'oxygène dans le conduit d'extraction pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

Cette valeur reste ensuite constante à 13,5% malgré l'activation du brouillard (sous-estimée de 28,5% par rapport à la mesure expérimentale). Dans le cas $Rh = 4,2$ la concentration en oxygène est surestimée par la prédiction dans les deux positions de mesures, l'écart est de 11,1% proche du foyer (cf. Figure 6.23c) et proche de 100% au niveau du conduit d'extraction (Figure 6.24c) par rapport à la mesure expérimentale.

6.4.3 Champs de vitesse et de pression

La Figure 6.25 montre la comparaison entre la prédiction et la mesure expérimentale de l'évolution temporelle de la dépression à l'intérieur du caisson pour $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

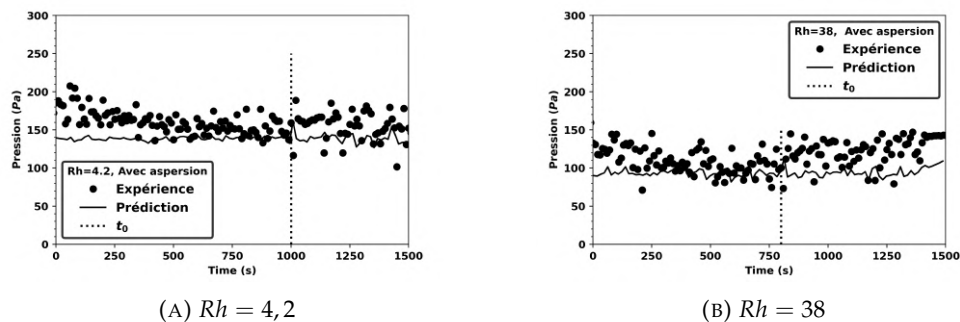


FIGURE 6.25 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la pression dans le local pour les cas $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

Le cas porte ouverte n'est pas montré car la pression est identique à la pression extérieure. On remarque globalement une prédiction satisfaisante du niveau de dépression dans le local avec une sous-estimation qui peut atteindre $40Pa$ pour les deux Rh .

De la même manière que la pression dans le caisson, la comparaison entre la prédiction et l'expérience de la vitesse d'entrée d'air frais par l'admission basse est illustrée par la [Figure 6.26](#) pour les cas $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$. La vitesse prédite est légèrement surestimée par rapport à la mesure expérimentale (autour de $0,5m/s$), ce qui est cohérent avec la sous-estimation de la pression dans le local. Ce résultat prouve la bonne prédiction du modèle de la dépendance entre la pression et le débit d'entrée d'air dans le local. En revanche, le modèle HVAC ne reproduit pas les oscillations observées expérimentalement sur la mesure de la pression.

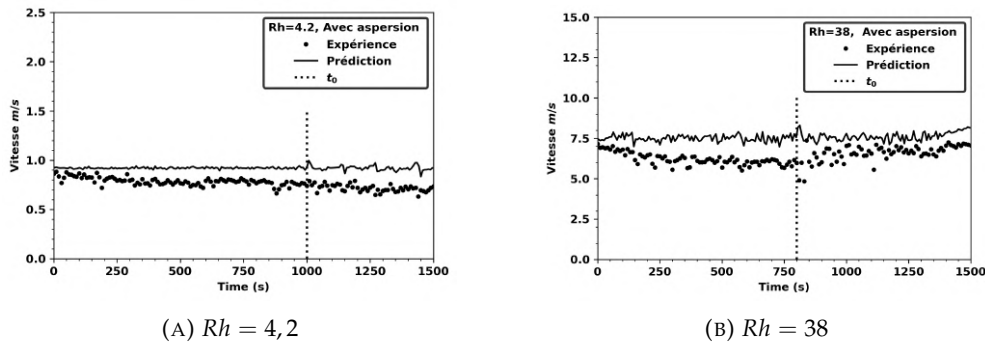


FIGURE 6.26 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la vitesse au niveau de l'admission d'air pour les cas $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

6.4.4 Champs thermiques et flux de chaleur dans le caisson

La [Figure 6.27](#) montre l'évolution temporelle de la température des gaz mesurée à l'entrée du conduit d'extraction comparée à la prédiction pour $Rh = 4,2$, $Rh = 38$ et porte ouverte. Dans le cas de l'essai avec porte ouverte (cf. [Figure 6.27a](#)) et avant l'activation du brouillard d'eau, on observe initialement la même évolution de la température pour la prédiction et la mesure puis à partir de $75s$, la température prédite se stabilise autour de $90^{\circ}C$ contrairement à celle mesurée qui augmente jusqu'à atteindre un pic à $150^{\circ}C$. Après l'activation du brouillard d'eau, la température prédite diminue légèrement pour coïncider avec la mesure. Cette sous-estimation de la température des gaz prédite vient du fait que le HRR imposé calculé à partir de la consommation en oxygène est sous-estimé avant l'activation du brouillard d'eau pour le cas avec porte ouverte (cf. [Section 6.1](#)).

La même évolution est observée pour le cas $Rh = 4,2$ (voir [Figure 6.27c](#)) : initialement la température des gaz prédite à l'entrée du conduit d'extraction suit l'évolution de la température mesurée jusqu'à $250s$ puis elle se stabilise autour de $150^{\circ}C$ et la température mesurée atteint $225^{\circ}C$ avant l'activation du brouillard d'eau.

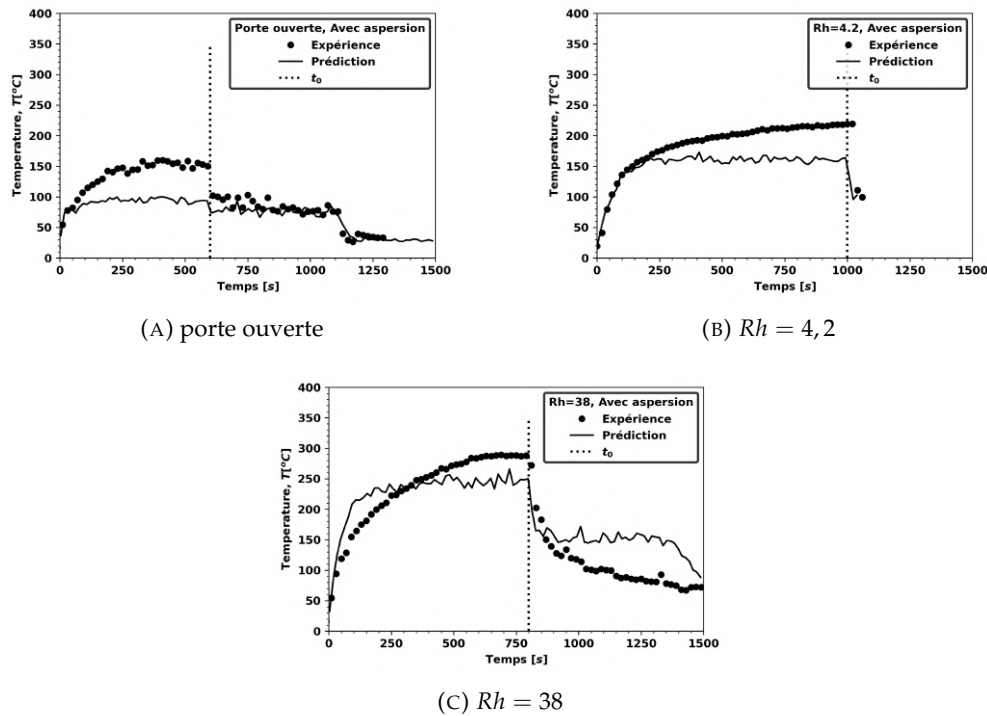


FIGURE 6.27 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température au niveau du conduit d'extraction pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

Dans le cas $Rh = 38$, la température prédite est surestimée jusqu'à 250s où elle reste stable autour de 235°C et la température mesurée atteint 300°C avant l'activation du brouillard d'eau. Après l'activation du brouillard d'eau, la température prédite chute pour atteindre 150°C et reste quasi constante jusqu'à l'extinction par manque de combustible contrairement à la température mesurée qui chute progressivement jusqu'à 75°C à la fin de l'essai. Cette observation montre que la température des gaz à l'entrée de l'extraction suit la même évolution que le HRR (cf. Figure 6.10).

L'évolution temporelle de la température mesurée au niveau des parois du caisson (à une hauteur de 35cm du sol) a aussi été comparée à la prédiction sur la Figure 6.28. Dans le cas avec porte ouverte, la prédiction numérique sous-estime la température à la surface de mur de plus de 100°C sur toute la durée de l'essai, avant et après l'activation du brouillard d'eau. En revanche, pour le cas avec $Rh = 38$ (voir Figure 6.28b), la prédiction surestime la température au niveau de la surface du mur : avant l'activation du brouillard d'eau, la température mesurée atteint 120°C et celle prédite atteint 135°C. Puis après l'activation du brouillard d'eau, les deux profils coïncident jusqu'à 1000s ; à l'extinction, la prédiction atteint 75°C et la mesure 60°C. Dans le cas $Rh = 4,2$ le profil de température au niveau du mur est bien reproduit par la simulation numérique par rapport à la mesure expérimentale.

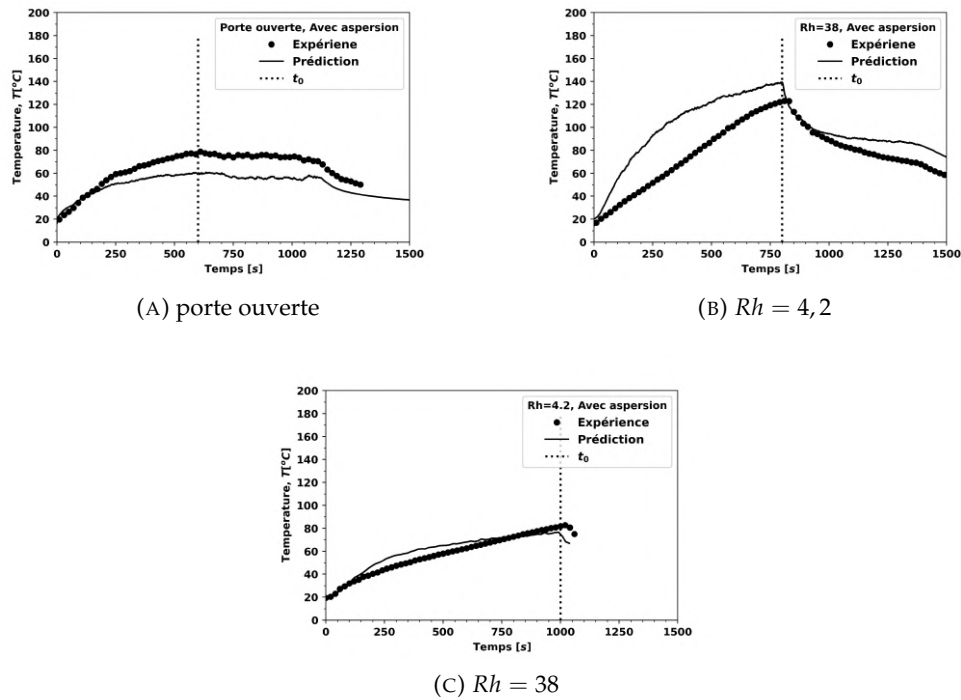


FIGURE 6.28 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température au niveau de la surface de mur pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

Les profils verticaux de la température mesurée le long des trois arbres TC, TG et TD aux instants $t=t_0-30s$, $t=t_0+30s$ et $t=t_0+90s$ après l'activation du brouillard d'eau sont comparés à la prédiction pour les trois cas sur la Figure 6.29.

Dans le cas avec porte ouverte (Figure 6.29a à Figure 6.29c), on observe une bonne concordance entre la prédiction et les mesures expérimentales avec la même tendance globale, notamment pour les axes TG et TD sur les trois instants (t_0-30s , t_0+30s et t_0+90s) avec une légère sous-estimation de la température au niveau supérieur du caisson due à la sous-estimation du HRR imposé au niveau du foyer.

Contrairement à l'axe TC, on voit que la température prédite est largement surestimée à t_0-30s de l'activation du brouillard d'eau sur la partie basse proche du foyer (plus de 600°C à 5cm de la surface du foyer) (cf. Figure 6.29a) et cette différence diminue au fur et à mesure qu'on s'approche du plafond (autour de 50°C de différence au plafond à t_0-30s). Cet écart entre la prédiction et la mesure diminue à $30s$ et $90s$ (voir Figure 6.29b et Figure 6.29c) après l'activation du brouillard d'eau.

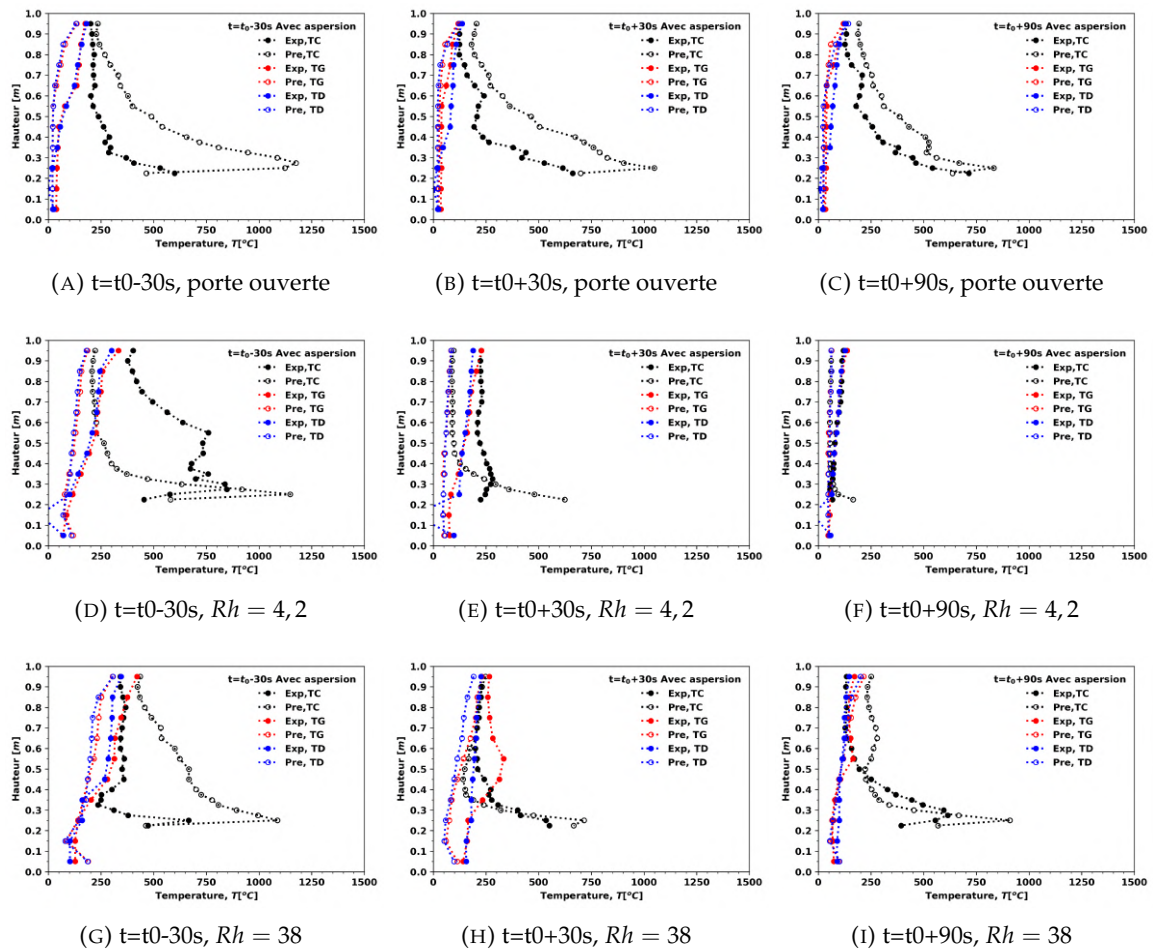


FIGURE 6.29 – Comparaison entre l’expérience et la prédiction des profils verticaux de température sur les trois arbres de thermocouples TC, TG et TD pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

On note la même observation pour le cas $Rh = 38$ (Figure 6.29d à Figure 6.29f) avant l’activation du brouillard d’eau de 30s ($t=t_0-30s$). La prédiction suit approximativement la tendance expérimentale avec un grand écart pour l’axe centrale TC sur la partie basse au niveau de la flamme. En revanche, après l’activation du brouillard d’eau de 30s et 90s (cf. Figure 6.29e et Figure 6.29f), la prédiction suit bien le profil expérimental au niveau de l’axe TC. Pour les axes TG et TD, la prédiction ne montre pas une différence de température entre le côté admission d’air frais et le côté extraction, comme on le voit sur les mesures expérimentales.

Dans le cas $Rh = 4,2$ à 30s (cf. Figure 6.29g à Figure 6.29i) avant l’activation du brouillard d’eau, la température au niveau de TC est largement sous-estimée par la prédiction à partir de 0,3m du sol jusqu’au plafond (une différence qui peut atteindre $300^\circ C$). Cette différence s’explique par la sous-estimation du HRR déduit de la consommation en oxygène imposée en donnée d’entrée de la simulation dans le cas sous-ventilé. On constate la même observation à 30s et 90s après l’activation du brouillard d’eau avec un refroidissement plus rapide des gaz chauds par le brouillard d’eau pour la prédiction que pour la mesure expérimentale.

Les comparaisons entre la prédiction et la mesure expérimentale des évolutions des flux de chaleur reçus à la surface du mur à la hauteur $Z1=25\text{cm}$ du sol sont illustrées sur la Figure 6.30. On observe des tendances similaires des profils entre la prédiction et les mesures expérimentales. Les profils numériques des flux rayonnés au niveau du mur suivent la même évolution que les températures au niveau des gaz chauds dans le caisson de la Figure 6.27, notamment avec une valeur de flux de chaleur prédite sous-estimée de 50% par rapport à la mesure expérimentale pour les cas avec porte ouverte (cf. Figure 6.30a et $Rh = 38$ (cf. Figure 6.30b) avant l'activation du brouillard d'eau. En revanche, pour le cas $Rh = 4,2$ (cf. Figure 6.30c), on voit une surestimation du flux de chaleur prédit au niveau du mur de 40% par rapport à la mesure du côté en face de la porte.

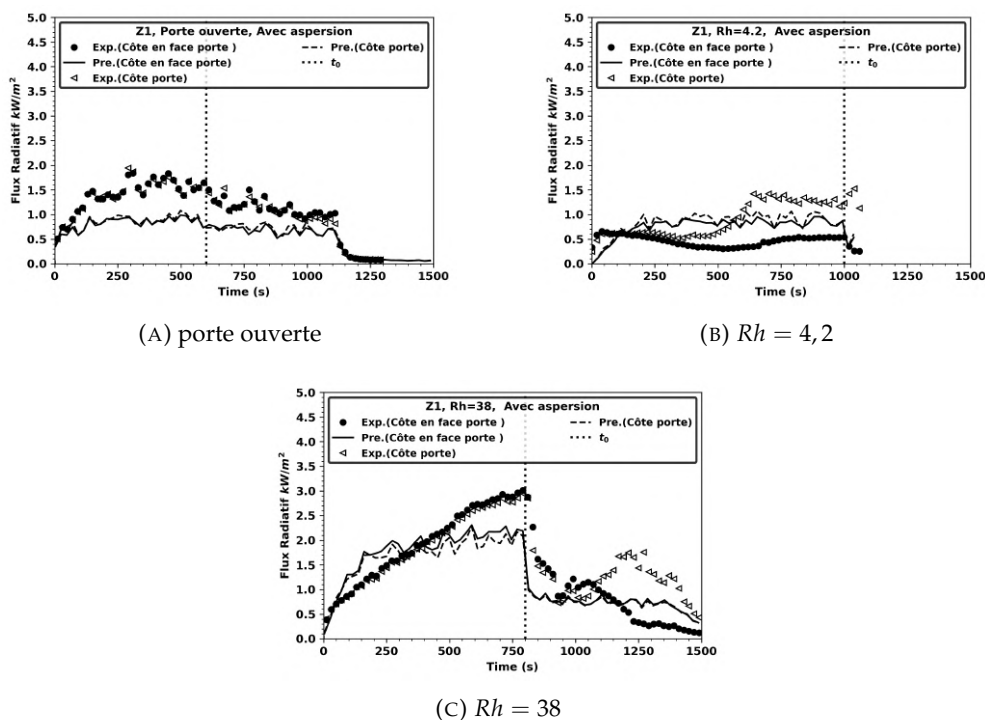


FIGURE 6.30 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface du mur à une hauteur de 25cm pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

L'évolution temporelle du flux de chaleur radiatif prédit à la surface du combustible et celui déterminé à partir des mesures expérimentales avec l'Équation 2.1 sont montrés sur la Figure 6.31 pour les trois cas. Le flux radiatif est largement surestimé par la prédiction avec un facteur qui peut atteindre 4,5 comme dans le cas $Rh = 38$. On remarque aussi des oscillations sur la prédiction qui ne sont pas présentes sur les mesures expérimentales quel que soit l'essai. Après l'activation du brouillard d'eau dans le cas $Rh = 38$, le flux radiatif prédit diminue presque de moitié. Et dans le cas avec la porte ouverte le flux radiatif prédit reste constant avec l'activation du brouillard d'eau. Cette surestimation du flux radiatif de la prédiction par rapport aux mesures expérimentales vient de la mauvaise prédiction de la température au niveau de la flamme.

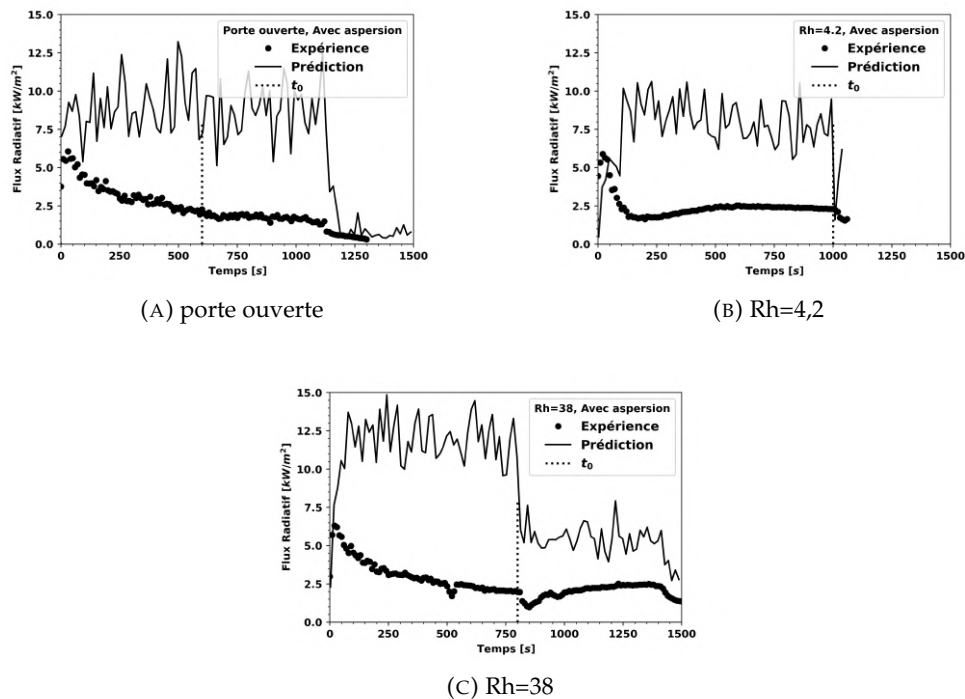


FIGURE 6.31 – Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution du flux de chaleur radiatif à la surface du combustible pour les cas porte ouverte, $Rh = 4,2$ et $Rh = 38$.

6.5 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre les principaux résultats obtenus durant la campagne expérimentale sur le dispositif CERES II (cf. Figure 2.4), et ceci dans le but d'analyser l'influence d'un brouillard d'eau sur un feu confiné mécaniquement ventilé. Tout d'abord, nous avons vu la façon de déterminer le HRR à l'aide des données en perte de masse et en concentration en oxygène. La démarche expérimentale a été abordée en présentant les résultats des essais préliminaires où l'extinction de la flamme était systématique en utilisant des renouvellements horaires faibles ($Rh < 28$). Ces résultats nous ont amené à choisir une autre gamme de Rh qui permet l'application d'un brouillard d'eau sur le feu en milieu confiné ventilé durant un temps suffisant sans atteindre l'extinction pour analyser tous les phénomènes qui rentrent en jeu. On a observé qu'un $Rh = 38$ était nécessaire au minimum pour que le feu reste allumé malgré l'activation du brouillard, et ceci grâce à la présence d'une quantité suffisante d'oxygène et des températures élevées au niveau des fumées qui maintiennent un flux de chaleur suffisamment important pour alimenter la combustion.

La répétabilité des essais a été évaluée et montre une reproductibilité satisfaisante de nos résultats expérimentaux. L'ensemble des résultats a ensuite été présenté et discuté. Le HRR dépend fortement du régime du feu en passant d'un feu sous-ventilé piloté par la

ventilation à un feu bien ventilé où la combustion est pilotée par la quantité de combustible. On a constaté aussi que l'évolution du HRR est très mal estimée après l'activation du brouillard d'eau en utilisant la perte de masse en raison de la perturbation de la mesure. Le régime du feu et les conditions de confinement ont une influence considérable sur l'efficacité de l'application du brouillard d'eau : plus on augmente le Rh , plus l'efficacité du brouillard d'eau diminue et l'évaporation du brouillard d'eau ne dilue pas suffisamment l'oxygène présent dans le local. Les effets de dé-stratification et d'homogénéisation des gaz dans le local du fait de l'application du brouillard d'eau sont observés quel que soit le régime du feu.

L'analyse du comportement visuel de la flamme a montré une flamme déstructurée par le jet du brouillard d'eau au moment de l'activation. On distingue un comportement cyclique de la flamme avec des fluctuations périodiques. En effet, la flamme passe par une forme aplatie avec une diminution de sa hauteur par l'action de contre-courant du brouillard d'eau. Puis, on observe une expansion de la flamme analogue à une explosion pour enfin reprendre sa forme initiale et recommencer le cycle. D'une manière générale, nous avons constaté que pour un feu très bien ventilé, les gouttelettes du brouillard d'eau ne refroidissent pas la surface du combustible car les températures au niveau de cette dernière ne diminuent pas suffisamment après l'activation du brouillard d'eau. Cependant, le brouillard d'eau a une influence sur la stratification et l'homogénéisation des fumées et les niveaux de température dans le local, quel que soit le régime du feu. Dans le cas d'un feu sous-ventilé, le brouillard d'eau montre une efficacité notable avec les effets de refroidissement des fumées et de la surface du combustible ainsi que les effets de dilution de l'oxygène impliquant l'extinction de la flamme. Nous avons observé aussi que l'application du brouillard d'eau refroidit d'une manière efficace et progressive la température des murs du local indépendamment du régime du feu. Les résultats de mesures du flux radiatif reçu par les parois ont montré l'efficacité du brouillard d'eau pour atténuer les flux de chaleur par le phénomène de rideau d'eau, qui d'une part réduit les flux issus de la flamme et d'autre part provoque l'atténuation des flux issus des fumées chaudes par la dé-stratification de ces dernières.

Dans la suite du chapitre, les résultats issus de cette étude expérimentale ont servi à évaluer la capacité du code FDS à prédire un scénario d'incendie en milieu confiné ventilé avec application du brouillard d'eau. La puissance du feu est prédite d'une manière très satisfaisante dans les deux phases, avant et après l'activation du brouillard d'eau indépendamment du régime du feu. La prédiction de la concentration en oxygène au niveau du foyer et dans le conduit d'extraction ne reproduit pas l'expérience après l'activation du brouillard d'eau avec une surestimation de la prédiction aussi bien pour les cas bien ventilés que pour les cas sous-ventilés. Ceci s'explique par la mauvaise extraction des fumées par le modèle HVAC. Les résultats de comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution de la pression et de la vitesse d'entrée d'air frais dans le local ont montré une bonne similarité et témoignent de la prise en compte de la dépendance entre

ces deux grandeurs par le modèle HVAC. Néanmoins, nous avons constaté la difficulté du modèle HVAC à prédire les oscillations observées expérimentalement.

Les niveaux de température dans le conduit d'extraction et sur les parois du local sont globalement bien prédits par le code FDS avec des différences notables après l'activation du brouillard d'eau qui traduisent l'utilisation de la puissance du feu calculée à partir de la consommation en oxygène comme donnée d'entrée de la simulation. Le code FDS prédit efficacement les niveaux de température sur les axes loin du foyer (gauche et droite du foyer) avant et après l'activation du brouillard d'eau. Une grande différence entre la prédiction et la mesure expérimentale pour la température sur l'axe central du foyer est cependant observée avec une large surestimation du code pour les cas bien ventilés à très bien ventilés et une sous-estimation de la température pour les cas sous ventilés. Concernant la prédiction des flux de chaleur reçus à la surface des murs du local, le code FDS sous-estime la valeur des flux avant l'activation du brouillard d'eau pour les régimes bien ventilés de la même manière que la température au niveau des fumées, et surestime la prédiction des flux pour les cas sous-ventilés. Le flux de chaleur radiatif reçu à la surface de combustible est très mal prédit par FDS à cause de la mauvaise prédiction de la température au niveau de la flamme.

Conclusions et perspectives

L'objectif principal de cette thèse est l'étude des interactions entre le système d'extinction par brouillard d'eau et l'incendie. L'étude bibliographique a montré une bonne compréhension des mécanismes d'extinction liés à l'aspersion par brouillard d'eau pour lutter contre les incendies. Les nombreuses études expérimentales réalisées depuis plus d'un demi-siècle montrent que les résultats sont sensibles à la configuration utilisée (milieu confiné, la ventilation, débit d'eau, puissance de foyer etc). De ce constat, on a tout d'abord étudié un feu en milieu ouvert avec et sans brouillard d'eau (cf. [Chapitre 4](#)) puis un feu en milieu confiné avec différents régimes de feu (cf. [Chapitre 5](#)) afin de bien identifier les différents mécanismes à l'œuvre et leur influence. Enfin, l'étude de l'aspersion du brouillard d'eau sur un feu en milieu confiné a été réalisée et constitue le cœur de ces travaux (cf. [Chapitre 6](#)). Une simulation avec le code FDS est comparée aux résultats expérimentaux pour chaque configuration.

Dans le [Chapitre 2](#), les installations et dispositifs expérimentaux étudiés dans cette thèse sont présentés. Tout d'abord, on a décrit le dispositif expérimental réalisé dans le cadre des travaux de RICHARD (2001), qui consiste en un feu de nappe vertical sous hotte en milieu ouvert avec un système d'aspersion par brouillard d'eau. Ensuite, deux dispositifs expérimentaux utilisés dans cette étude ont été décrits, CERES I et II. Les lois de similitudes qui ont permis le dimensionnement et l'instrumentation de ces dispositifs ont été présentées. En effet, le premier dispositif expérimental CERES I consiste en un caisson de $8m^3$ de volume muni d'un système de ventilation contrôlé par un ventilateur centrifuge. Ce dispositif a été mis en œuvre lors des travaux de thèse de LASSUS (2009). Le deuxième dispositif expérimental est l'installation CERES II, un caisson de $1m^3$ de volume muni d'un système de ventilation contrôlé par un ventilateur centrifuge, réalisé et instrumenté dans le cadre de cette thèse. L'instrumentation des deux installations ont permis de réaliser des mesures de perte de masse, des mesures de concentrations des espèces dans le local et au niveau du conduit d'extraction, des mesures de pression dans le local, des mesures de températures dans l'ensemble du dispositif expérimental et des mesures de vitesse dans l'ensemble du réseau de ventilation. A la fin de ce chapitre, nous avons présenté une méthode simple qui permet de déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface du combustible liquide et d'estimer la contribution de chaque terme dans la dynamique d'un feu en milieu confiné.

Le code de calcul FDS et les modèles numériques utilisés pour la modélisation des écoulements réactifs liés à la dynamique du feu sont présentés dans le [Chapitre 3](#). Les mécanismes principaux intervenant lors de la combustion d'un combustible liquide sont principalement l'hydrodynamique, la vaporisation de liquide en mélange gazeux combustible, la réaction chimique, la production de suie, les transferts de chaleur, le rayonnement et la turbulence. Les équations qui gouvernent ces mécanismes physiques sont simplifiées et l'hypothèse d'un faible nombre de Mach est adoptée. L'approche LES est choisie pour la modélisation de la turbulence et le modèle Deardorff pour les petites échelles qui offre l'avantage de concilier le gain de temps et la précision de calcul. L'hypothèse du milieu gris est utilisée pour la modélisation du rayonnement et le modèle de concentration critique d'oxygène pour le modèle d'extinction. L'évaporation du combustible liquide est évaluée avec une approche non-prédictive où on impose le débit massique de pyrolyse comme donnée d'entrée dans le code FDS. Pour modéliser la combustion des gaz de pyrolyse, l'hypothèse de la chimie infiniment rapide est utilisée et le taux de réaction est calculé par le modèle de la dissipation des tourbillons (EDC). L'approche simplifiée semi-empirique de Smoke point est utilisée pour la modélisation de la suie. L'aspersion par brouillard d'eau est modélisée à l'aide de la méthode eulérienne-lagrangienne qui permet de suivre les particules individuellement et d'enregistrer leurs caractéristiques au cours de leur trajectoire. La modélisation du réseau de ventilation et la méthode de détermination des fuites dans le local sont présentées pour définir les conditions aux limites. Le solveur HVAC a été intégré pour la modélisation du réseau de ventilation dans FDS.

Le [Chapitre 4](#) est consacré à la validation du modèle global semi-empirique de formation de suie basé sur l'approche de la longueur du point de fumée (Laminaire Smoke Point) en combinaison avec le modèle d'oxydation de la suie. Le modèle a été implémenté dans FDS et les résultats sont comparés aux données expérimentales provenant de la littérature. Pour ce faire, différentes configurations d'un feu de nappe en milieu ouvert ont été considérées avec différents combustibles : éthylène et méthane en combustible gazeux et heptane en combustible liquide avec ou sans aspersion par brouillard d'eau. Les propriétés des différents combustibles sont prises en compte en intégrant la fraction pré-exponentielle déterminée à partir de l'inverse de la hauteur de LSP. Pour évaluer notre modèle de suie, chaque configuration est comparée avec un modèle de rendement de suie imposé. Les simulations avec le modèle LSP ont montré que la concentration en suie est bien corrélée aux tendances expérimentales avec un bon accord quantitatif dans les cas des feux de méthane et d'éthylène (configuration 1). De plus, la comparaison entre la prédiction et les résultats expérimentaux de la fraction volumique de suie sont satisfaisants, particulièrement dans la zone de concentration de suie au centre de la flamme au-dessus du noyau riche en combustible. Les structures des flammes d'éthylène et de méthane représentées par les contours des températures et les niveaux des températures sont aussi satisfaisants. Dans le cas de combustible liquide (heptane) sans application de brouillard d'eau, on a remarqué un accord satisfaisant pour la formation de suie entre l'expérience

et la prédiction avec le modèle LSP. Néanmoins, on a observé une surestimation dans la zone proche de la surface du combustible. On a également observé une similarité entre les niveaux et les profils de température radiaux prédits et mesurés expérimentalement.

Le [Chapitre 5](#) a porté sur l'impact du confinement sur la dynamique de feu, notamment l'influence de la position d'entrée d'air sur le comportement d'un incendie en milieu confiné et ventilé ainsi que le retour de chaleur à la surface du combustible. Les résultats expérimentaux extraits des essais de NASR (2011) sur le caisson CERES I sont comparés aux résultats des simulations avec le code FDS. En premier lieu, la répartition des fuites dans l'installation a été réalisée avec la mesure de débits d'écoulement d'air au niveau des jonctions des conduits et vérifiée à l'aide de la mesure de la concentration d'oxygène dans le local (MAGNOGNOU, 2016). Cela a permis de définir numériquement notre système de ventilation. Ensuite, une étude de sensibilité au maillage a été effectuée dans le but de choisir la taille de maille qui permettrait de concilier précision et gain de temps de calcul. Après avoir défini les conditions limites et initiales, nous avons mené une analyse de l'influence de la ventilation sur le régime de feu en milieu confiné ventilé. Pour ce faire, nous avons déterminé les composantes du flux de chaleur radiatif à la surface du combustible liquide pour différents régimes de feu en milieu confiné en utilisant une méthode expérimentale présentée dans le [Chapitre 2](#). Cette méthode permet de découpler les mesures des flux thermiques reçus à la surface du combustible. Nous avons étudié plusieurs diamètres de cuve et renouvellements horaires pour deux positions d'entrée d'air (haute et basse).

Pour l'ensemble de l'étude, le régime de dynamique du feu a été identifié à partir de la valeur de richesse globale (REG). Le seuil de transition entre un feu sous-ventilé et un feu sur ventilé a été défini pour une valeur de REG égale à 0,7. De plus, on a constaté que pour une concentration en oxygène supérieure à 15% lorsque la valeur de REG est inférieure à 0,7 le feu est considéré bien ventilé. Pour une concentration en oxygène incluse dans l'intervalle entre 10% et 15% lorsque la REG est entre 0,7 et 1, le feu est sous-ventilé. Enfin, dans le cas où la concentration en oxygène est inférieure à 10% avec la REG supérieure à 1, le feu est très sous-ventilé. La position de l'admission influence significativement la dynamique du feu dans le caisson. Dans le cas de l'entrée d'air en partie basse, l'entraînement de l'air vers la base du foyer entraîne le développement rapide de l'incendie pour atteindre sa puissance maximum à environ 250s. De plus l'augmentation du Rh de 1 à 4 favorise cette dynamique dans le local avec une température d'environ 350°C proche du plafond. Ceci contribue à un meilleur retour de flux de chaleur vers la surface de combustible et augmente le taux de pyrolyse. En revanche, pour une entrée d'air en partie haute, la circulation d'air dans le local est très faible. De plus, la croissance rapide du feu par rapport à l'augmentation du Rh est moins conséquente dans ces cas notamment du fait de l'évacuation efficace des fumées.

L'ensemble des comparaisons montre la capacité du code FDS à prédire quantitativement la puissance du feu, la température, la concentration en oxygène et les flux thermiques. On a observé que dans les conditions de sous-ventilation, l'incendie est contrôlé par la ventilation dans le cas de l'entrée d'air en partie basse à cause de l'augmentation de la puissance de feu et le manque d'oxygène dans le local. Le changement de position d'entrée d'air de la partie basse à la partie haute entraîne une réduction de 50% de la puissance de feu. Dans le cas de l'entrée d'air en partie basse, on a observé une stratification importante des fumées au niveau de la partie supérieure du local. La stratification des fumées est moins importante dans le cas de l'entrée d'air en partie haute à cause de l'air frais entrant par la partie haute et descendant par gravité. Les fumées chaudes peuvent alors monter et s'échapper efficacement par le conduit d'extraction, cela provoque une dé-stratification des fumées ainsi qu'une absorption d'une partie de l'énergie thermique dégagée par le feu. La surface du combustible reçoit le rayonnement issu des parois du local et ceux des gaz chauds. Dans le cas de l'entrée d'air en partie basse, une partie du rayonnement des parois du local est bloquée par la stratification des fumées. Ce phénomène est plus faible dans le cas d'entrée d'air en partie haute. On a constaté que, indépendamment de la position d'entrée d'air et de la taille du feu, le retour de chaleur externe (fumées et parois) vers la surface du combustible est plus faible comparé au retour de flux de chaleur de la flamme vers la surface du combustible. Ceci est attribué au fait que, pour les feux de nappe liquide, la température des gaz, la concentration des espèces émettrices et le facteur de vue sont plus élevés pour l'échange par rayonnement. Il convient de souligner que ce retour de chaleur externe provenant de fumées et des murs du local ne peut être négligé.

On a constaté que FDS prédit le *HRR* d'une manière satisfaisante en présence d'oscillations en raison de l'interaction entre le modèle de combustion et celui de la ventilation (HVAC). De plus, FDS arrive à prédire le *HRR* plus efficacement dans les conditions d'un feu bien ventilé. La dépression dépendant du débit d'air entrant par le conduit d'admission est globalement bien prédite par le modèle dans la plupart des cas étudiés. Néanmoins, le modèle HVAC ne prédit pas efficacement les oscillations de la pression observées expérimentalement. Au niveau de la prédiction de la température, on a observé une meilleure prédiction du modèle numérique dans les conditions d'un feu bien ventilé et pour une entrée d'air en partie haute, tandis que pour une entrée d'air en partie basse, la température prédite est très surestimée par rapport à la mesure expérimentale. Concernant le flux de chaleur rayonné à la surface du combustible, FDS est loin de reproduire les mesures expérimentales avec une large surestimation du flux à cause de la mauvaise prédiction de la température à la surface du combustible.

Dans le [Chapitre 6](#), nous avons présenté les principaux résultats obtenus lors de la campagne expérimentale avec le dispositif CERES II (voir [Figure 2.4](#)) dans le but d'analyser l'influence de l'application d'un brouillard d'eau sur un feu confiné mécaniquement ventilé. Tout d'abord, nous avons vu la façon de déterminer le *HRR* à l'aide des données

en perte de masse et en concentration en oxygène. Ensuite, nous avons présenté la démarche expérimentale suivie pour déterminer les conditions et le choix des essais. Notre choix s'est porté sur des conditions de ventilation (Rh) qui permettent l'analyse de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en milieu confiné ventilé sur une période suffisamment étendue pour distinguer les phénomènes rentrant en jeu décrits dans les chapitres précédents. Les essais ont été présentés et montre une reproductibilité satisfaisante.

L'analyse des résultats a montré que l'évolution du HRR dépend du régime de feu, soit sur- ou sous-ventilé. Ainsi, pour les feux sous-ventilés, la combustion est pilotée par la ventilation et pour les feux bien ventilés, la combustion est pilotée par la quantité du combustible. Nous avons constaté aussi que l'évolution du HRR est très mal estimée après l'activation du brouillard d'eau en utilisant la perte de masse en raison de la perturbation de la mesure. Le régime du feu et les conditions de confinement ont une influence considérable sur l'efficacité du brouillard d'eau : plus on augmente le Rh , plus l'efficacité du brouillard d'eau diminue. Les effets de dé-stratification et d'homogénéisation des gaz dans le local du fait de l'application du brouillard d'eau sont observés indépendamment du régime de combustion.

D'une manière générale nous avons constaté que l'application du brouillard d'eau pendant un incendie dans un milieu confiné ventilé a les effets suivants :

- Dans le cas d'un incendie en régime très bien ventilé, l'application du brouillard d'eau perturbe la forme de la flamme, a peu d'influence sur la puissance du feu (pas plus de 5% que la puissance initiale), refroidit les fumées chaudes et l'environnement autour du foyer comme la surface des murs, atténue légèrement les flux reçus par les surfaces du local par les gouttelettes du brouillard d'eau qui n'atteignent pas et ne refroidissent pas la surface du combustible ;
- Dans le cas d'un incendie en régime légèrement sous-ventilé, l'application du brouillard d'eau réduit significativement la puissance du foyer avec une atténuation entre 17% à 35% par rapport à sa puissance initiale, crée une dé-stratification et une homogénéisation des fumées dans le local. Avec un effet de refroidissement de ces fumées et des parois du local, de la même manière que le cas très bien ventilé, les gouttelettes d'eau ne pénètrent pas à l'intérieur de la flamme et de la surface de la combustion. Par ailleurs, une atténuation très importante du flux radiatif externe et du flux reçu par la surface du local est constatée après l'application du brouillard d'eau ;
- Dans le cas d'un incendie en régime sous-ventilé, l'application du brouillard d'eau permet d'atteindre l'extinction du feu en quelques secondes après son activation par les effets de déstructuration de la flamme et la difficulté à se reformer par manque d'oxygène en raison de la dilution du comburant causée par l'évaporation rapide du brouillard d'eau dans le local (température très élevée avec l'accumulation des fumées) et de refroidir les fumées et la surface du combustible.

Dans la suite du chapitre, les résultats issus de cette étude expérimentale ont servi à évaluer la capacité du code FDS à prédire un scénario d'incendie en milieu confiné ventilé avec application du brouillard d'eau. Nous avons constaté que le code FDS prédit d'une manière très satisfaisante le *HRR* dans les deux phases, avant et après l'activation du brouillard d'eau indépendamment du régime de feu. La prédiction de la concentration en oxygène au niveau du foyer et dans le conduit d'extraction dépend du régime de combustion et de l'efficacité du modèle HVAC à reproduire l'extraction de fumées par le conduit d'extraction. La comparaison entre la prédiction et l'expérience ont montré une bonne similarité de l'évolution de la pression et de la vitesse d'entrée d'air frais dans le local. Cela témoigne de la prise en compte de la dépendance de ces grandeurs par le modèle HVAC. De l'analyse de nos résultats, ce travail ouvre plusieurs perspectives de recherche. Nous pouvons notamment envisager de compléter la campagne expérimentale en réalisant les essais suivants :

- Reproduire les mêmes essais avec une admission d'air en partie haute.
- Des essais avec différents diamètres de foyer et différents *Rh* pour mieux distinguer les régimes de feu dans le local et analyser l'influence de l'aspersion par brouillard d'eau ;
- Des essais avec d'autres combustibles liquides et solides pour analyser l'efficacité du brouillard sur différents combustibles ;
- Des essais avec l'injection d'air pour montrer la contribution du soufflage (air frais) dans la modification de la dynamique de feu après activation de la buse bi-fluide.

Enfin, les perspectives suivantes sont envisagées au niveau de la modélisation numérique :

- Amélioration du modèle de sous-maille pour la re-circulation d'écoulement dans le caisson ;
- Introduction de l'oxydation des suies par les radicaux OH , O pour la prédiction de suie dans la zone riche où l'oxygène tend vers zéro.

Bibliographie

- ACHERAR, L., R. JAMALADDEEN, B. COUDOUR, J. P. GARO et H. Y. WANG (2022). « Influence of air intake position on heat feedback to the fuel surface in mechanically ventilated compartment-An experimental study ». In : *International Journal of Thermal Sciences* 180, p. 107713.
- ACHERAR, L., H. Y. WANG, J. P. GARO et B. COUDOUR (2020). « Impact of air intake position on fire dynamics in mechanically ventilated compartment ». In : *Fire Safety Journal* 118, p. 103210.
- ANDERSEN, J., C. LUND RASMUSSEN, T. GISELSSON et P. GLARBORG (2009). « Global combustion mechanisms for use in CFD modeling under oxy-fuel conditions ». In : *Energy & Fuels* 23.3, p. 1379-1389.
- ARVIDSSON, M. (2020). « Water mist fire protection systems : The development of testing procedures for marine and heritage applications ». In : *Division of Fire Safety Engineering*.
- ASSOCIATION, National Fire Protection et al. (2006). « NFPA 750 Standard on water mist fire protection systems. 2006 Edition ». In : *Quincy, MA : An International Codes and Standards Organization* 7.
- BABRAUSKAS, V. (1983). « Estimating large pool fire burning rates ». In : *Fire Technology* 19.4, p. 251-261.
- BACK, G. G., C. L. BEYLER et R. HANSEN (2000a). « A quasi-steady-state model for predicting fire suppression in spaces protected by water mist systems ». In : *Fire Safety Journal* 35.4, p. 327-362.
- (2000b). « The capabilities and limitations of total flooding, water mist fire suppression systems in machinery space applications ». In : *Fire Technology* 36.1, p. 8-23.
- BEJI, T., F. BONTE et B. MERCI (2014). « Numerical simulations of a mechanically-ventilated multi-compartment fire ». In : *Fire Safety Science* 11, p. 499-509.
- BEJI, T., J. ZHANG et M. A. DELICHATSIOS (2008). « Determination of soot formation rate from Laminar Smoke Point measurements ». In : *Combustion Science and Technology* 180.5, p. 927-940.
- BENGTSSON, L. G. et P. HARDESTAM (2001). *Enclosure fires*. Swedish Rescue Services Agency Karlstad, Sweden.
- BILL JR, R. G., R. L. HANSEN et K. RICHARDS (1997). « Fine-spray (water mist) protection of shipboard engine rooms ». In : *Fire Safety Journal* 29.4, p. 317-336.
- BLINOV, V. I. (1957). « Certain laws governing the diffusive burning of liquids ». In : *Academiia Nauk, SSR Doklady* 113, p. 1094-1098.

- BLOMQUIST, P., L. ROSELL et M. SIMONSON (2004). « Emissions from fires part II : simulated room fires ». In : *Fire Technology* 40.1, p. 59-73.
- BORGHI, R. et M. CHAMPION (2000). *Modélisation et théorie des flammes*. Editions Technip.
- BOUHAFID, A., J. P. VANTELON, P. JOULAIN et A. C. FERNANDEZ-PELLO (1989). « On the flame structure at the base of a pool fire ». In : *Symposium (International) on Combustion*. T. 22. 1. Elsevier, p. 1291-1298.
- BRAIDECH, M. M., J. A. NEALE, A. F. MATSON et R. E. DUFOUR (1955). « The mechanism of extinguishment of fire by finely divided water ». In : *Underwriters Laboratories Inc. for the National Board of Fire Underwriters, NY* 73.
- BRYNER, N. P., E. L. JOHNSON et W. M. PITTS (1994). « Carbon Monoxide Production in Compartment Fires : Reduced-Scale Enclosure Test Facility (NISTIR 5568) ». In.
- BURGESS, D. S., A. STRASSER et J. GRUMER (1961). « Diffusive burning of liquid fuels in open trays ». In : *Fire Res. Abstr. Rev. ;(United States)* 3.3.
- CHATTERJEE, P., Y. WANG, K. V. MEREDITH et S. B. DOROFEEV (2015). « Application of a subgrid soot-radiation model in the numerical simulation of a heptane pool fire ». In : *Proceedings of the Combustion Institute* 35.3, p. 2573-2580.
- CLEMENT, J. M. et C. M. FLEISCHMANN (2003). « Experimental Verification Of The Fire Dynamics Simulator Hydrodynamic Model ». In : *Fire Safety Science* 7, p. 839-850.
- DELICHATSIOS, M. A. (1994). « A Phenomenological Model for Smoke-Point and Soot Formation in Laminar Flames ». In : *Combustion Science and Technology* 100.1-6, p. 283-298. DOI : [10.1080/00102209408935457](https://doi.org/10.1080/00102209408935457).
- DUNY, Mathieu, Dhionis DHIMA, Jean-Pierre GARO et Hui-Ying WANG (mars 2019). « Numerical and Theoretical Evaluations of a Full-Scale Compartment Fire with an Externally Venting Flame ». In : *Fire Technology* 55.6, p. 2087-2113. DOI : [10.1007/s10694-019-00845-5](https://doi.org/10.1007/s10694-019-00845-5).
- DVORJETSKI, A. et J. B. GREENBERG (2004). « Theoretical analysis of polydisperse water spray extinction of opposed flow diffusion flames ». In : *Fire Safety Journal* 39.4, p. 309-326.
- FLOYD, J. (2011). « Coupling a network HVAC model to a computational fluid dynamics model using large eddy simulation ». In : *Fire Safety Science* 10, p. 459-470.
- FRENKLACH, M. et H. WANG (1990). « Detailed Mechanism and Modeling of Soot Formation ». In : *Extended abstracts of the conference on mechanism of non-uniform combustion*.
- GARO, J. P., P. H. GILLARD, J. P. VANTELON et A. C. FERNANDEZ-PELLO (1999). « Combustion of liquid fuels spilled on water. Prediction of time to start of boilover ». In : *Combustion Science and Technology* 147.1-6, p. 39-59.
- GARO, J. P., H. KOSEKI, J. P. VANTELON et A. C. FERNANDEZ-PELLO (2007). « Combustion of liquid fuels floating on water ». In : *Thermal Science* 11.2, p. 119-140.
- GARO, J. P., J. P. VANTELON et D. LEMONNIER (déc. 2009). « Effect on Radiant Heat Transfer at the Surface of a Pool Fire Interacting With a Water Mist ». In : *Journal of Heat Transfer* 132.2, p. 1, 9. DOI : [10.1115/1.4000185](https://doi.org/10.1115/1.4000185).
- GAUNT, R. (2000). « MELCOR Computer Code Manuals :Primer and User's Guide Version 1.8.5 ». In : NUREG/CR-6119, Volume 1, Revision 2.

- GRANT, G., J. BRENTON et D. DRYSDALE (2000). « Fire suppression by water sprays ». In : *Progress in Energy and Combustion Science* 26.2, p. 79-130.
- HALL, A. R. (1973). *Pool burning : a review*. In *Oxidation and Combustion Reviews*. T. 6. Amsterdam, p. 201-206.
- HAMINS, A. P. et K. MCGRATTAN (1999). « Reduced-scale experiments to characterize the suppression of rack storage commodity fires ». In : *National Institute of Standards and Technology*.
- (2003). « Reduced-scale experiments on the water suppression of a rack-storage commodity fire for calibration of a CFD fire model ». In : *7th International Symposium on Fire Safety Science*.
- HE, M., G. ZHANG, S. HU et al. (2019). « Study on utilization efficiency and control of water mist in flame plume areas ». In : *Chin. Saf. Sci. J* 29, p. 39-44.
- HESKESTAD, Gunnar (2003). « Extinction of gas and liquid pool fires with water sprays ». In : *Fire Safety Journal* 38.4, p. 301-317.
- HOTTEL, H. C. (1959). « Certain laws governing the diffusive burning of liquids by Blinov and Khudiakov (1957) ». In : *Fire Research Abstracts and Reviews*. T. 1, p. 41.
- HUGGETT, C. (1980). « Estimation of rate of heat release by means of oxygen consumption measurements ». In : *Fire and Materials* 4.2, p. 61-65.
- HUNT, R. A. (1953). « Relation of Smoke Point to Molecular Structure ». In : *Industrial & Engineering Chemistry* 45.3, p. 602-606. DOI : [10.1021/ie50519a039](https://doi.org/10.1021/ie50519a039).
- HURLEY, M. J., D. T. GOTTUK, J. R. HALL JR, K. HARADA, E. D. KULIGOWSKI, M. PUCHOVSKY, J. M. WATTS JR, C. J. WIECZOREK et al. (2015). *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. Springer.
- JANSSENS, M. L. (1991). « Measuring rate of heat release by oxygen consumption ». In : *Fire Technology* 27.3, p. 234-249.
- JENFT, A. (2013). « Etude des interactions entre phénomènes d'incendie et systèmes d'extinction à eau. Développement d'un module d'extinction dans le logiciel FDS ». Thèse de doct. Université de Lorraine.
- JENFT, A., A. COLLIN, P. BOULET, G. PIANET, A. BRETON et A. MULLER (2014). « Experimental and numerical study of pool fire suppression using water mist ». In : *Fire Safety Journal* 67, p. 1-12.
- KHAN, M. M., A. TEWARSON et M. CHAOS (2016). « Combustion characteristics of materials and generation of fire products ». In : *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. Springer, p. 1143-1232.
- KIM, M. B., Y. J. JANG et M. O. YOON (1997). « Extinction limit of a pool fire with a water mist ». In : *Fire Safety Journal* 28.4, p. 295-306.
- KLASSEN, M., J. P. GORE et al. (1994). *Structure and radiation properties of pool fires*. NIST.
- LAKKONEN, M. (2008). « The history of modern water mist fire protection ». In : *International Fire Protection* 36, p. 69-72.
- LASSUS, J. (2009). « Risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné-ventilé ». Thèse de doct. ISAE-ENSMA.

- LASSUS, J., L. COURTY, J.P. GARO, E. STUDER, P. JOURDA et P. AINE (jan. 2014). « Ventilation effects in confined and mechanically ventilated fires ». In : *International Journal of Thermal Sciences* 75, p. 87-94. DOI : [10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.015](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.015).
- LAW, C. K. et C. J. SUNG (2000). « Structure, aerodynamics, and geometry of premixed flamelets ». In : *Progress in Energy and Combustion Science* 26.4-6, p. 459-505.
- LEFEBVRE, A. H. (1989). « Atomization and Sprays, Hemisphere Pub ». In : *Corp., New York* 1989.
- LENTATI, A. M. et H. K. CHELLIAH (1998). « Dynamics of water droplets in a counterflow field and their effect on flame extinction ». In : *Combustion and Flame* 115.1-2, p. 158-179.
- LIU, J. et G. LIAO (2011). « Experimental study of the effect of water mist on CH₄/air non-premixed flames ». In : *Procedia Engineering* 26, p. 1279-1286.
- MAGNOGNOU, B. (2016). « Etudes numériques et expérimentales sur le risque d'inflammation des gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu sous-ventilé ». Thèse de doct. ISAE-ENSMA.
- MAGNOGNOU, B., J. P. GARO, B. COUDOUR et H. Y. WANG (2017). « Risk analysis of unburnt gas ignition in an exhaust system connected to a confined and mechanically ventilated enclosure fire ». In : *Fire Safety Journal* 91, p. 291-302.
- MANESCAU, B., L. COURTY, L. ACHERAR, B. COUDOUR, H. Y. WANG et J. P. GARO (déc. 2020). « Effects of ventilation conditions and procedures during a fire in a reduced-scale room ». In : *Process Safety and Environmental Protection* 144, p. 263-272. DOI : [10.1016/j.psep.2020.07.035](https://doi.org/10.1016/j.psep.2020.07.035).
- MANESCAU, B., H. Y. WANG, J. P. GARO, B. COUDOUR et L. ACHERAR (jan. 2022). « Impact of Fuel Type on Fire Dynamics in Mechanically Ventilated Compartment as a Consequence of Closing Inlet Vent ». In : *Fire Technology* 58.3, p. 1509-1544. DOI : [10.1007/s10694-021-01204-z](https://doi.org/10.1007/s10694-021-01204-z).
- MATSUO, R., H. NAITO et A. YOSHIDA (2019). « Extinguishment of counterflow diffusion flame stabilized in turbulent airflow by polydisperse water mist ». In : *Proceedings of the Combustion Institute* 37.3, p. 4239-4246.
- MAWHINNEY, J. R. (1994). *Water mist fire suppression systems for marine applications : a case study*. Sous la dir. d'Institute of MARINE ENGINEERS. IMAS 94 : Fire Safety on Ships.
- MAWHINNEY, J. R. et G. G. BACK (2016). « Water mist fire suppression systems ». In : *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. Springer, p. 1587-1645.
- MCGRATTAN, K., S. HOSTIKKA, R. MCDERMOTT, J. FLOYD, C. WEINSCHENK et K. OVERHOLT (2013a). « Fire dynamics simulator technical reference guide volume 1 : mathematical model ». In : *NIST special publication* 1018.1, p. 175.
- (2013b). « Fire dynamics simulator technical reference guide volume 2 : Validation ». In : *NIST special publication* 1018.1.
- (2013c). « Fire dynamics simulator technical reference guide volume 2 : Verification ». In : *NIST special publication* 1018.1.
- MONTREAL, Protocol (1994). « The Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer. Final Act (Nairobi : UNEP, 1987) ». In : *Federal Register* 59.56276, p. 98.

- NASR, A. (2011). « Détermination par un code CFD de l'évolution de la puissance d'un feu en régime de sous-ventilation dans un milieu confiné et mécaniquement ventilé ». Thèse de doct. ISAE-ENSMA.
- NASR, A., S. SUARD, H. EL-RABII, J. P. GARO, L. GAY et L. RIGOLLET (2013). « Heat feedback to the fuel surface of a pool fire in an enclosure ». In : *Fire Safety Journal* 60, p. 56-63.
- NDUBIZU, C. C., R. ANANTH et P. A. TATEM (août 2000). « The Effects of Droplet Size and Injection Orientation on Water Mist Suppression of Low and High Boiling Point Liquid Pool Fires ». In : *Combustion Science and Technology* 157.1, p. 63-86. DOI : [10.1080/00102200008947310](https://doi.org/10.1080/00102200008947310).
- NDUBIZU, C. C., R. ANANTH, P. A. TATEM et V. MOTEVALLI (oct. 1998). « On water mist fire suppression mechanisms in a gaseous diffusion flame ». In : *Fire Safety Journal* 31.3, p. 253-276. DOI : [10.1016/s0379-7112\(98\)00007-1](https://doi.org/10.1016/s0379-7112(98)00007-1).
- PARKER, W. J. (1984). « Calculations of the heat release rate by oxygen consumption for various applications ». In : *Journal of Fire Sciences* 2.5, p. 380-395.
- POPE, S. B. (2000). « Turbulent flows ». In : *Cambridge University Press*.
- PRASAD, K., C. LI, K. KAILASANATH, C. NDUBIZU, R. ANANTH et P. A. TATEM (1999). « Numerical modelling of methanol liquid pool fires ». In : *Combustion Theory and Modelling* 3.4, p. 743-768. DOI : [10.1088/1364-7830/3/4/308](https://doi.org/10.1088/1364-7830/3/4/308).
- PRETREL, H. (juill. 2017). « Interaction between water spray and smoke in a fire event in a confined and mechanically ventilated enclosure ». In : *Fire Safety Journal* 91, p. 336-346. DOI : [10.1016/j.firesaf.2017.03.025](https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2017.03.025).
- PRETREL, H. et P. QUERRE (2019). « Repeatability assessment of large-scale fire experiment involving water spray system in a forced ventilated compartment ». In : *Fire and Materials* 43.5, p. 436-447.
- QUINTIERE, J. G. (1989). « Scaling applications in fire research ». In : *Fire Safety Journal* 15.1, p. 3-29.
- RAJ, P. K. (2005). « Large LNG fire thermal radiation - modeling issues and hazard criteria revisited ». In : *Process Safety Progress* 24.3, p. 192-202.
- RASBASH, D. J. (1962). « The extinction of fires by water sprays ». In : *Fire research abstracts and reviews*. T. 4. 1. Committee on Fire Research of the Division of Engineering, National Research, p. 28-52.
- RASBASH, D. J., Z. W. ROGOWSKI et G. W. V. STARK (1960). « Mechanisms of extinction of liquid fires with water sprays ». In : *Combustion and Flame* 4, p. 223-234.
- RAVIGURURAJAN, T. S. et M. R. BELTRAN (1989). « A model for attenuation of fire radiation through water droplets ». In : *Fire Safety Journal* 15.2, p. 171-181.
- RICHARD, J. (2001). « Interaction d'un brouillard d'eau avec un feu de nappe à l'échelle laboratoire : effets physicochimiques et influence sur le rayonnement ». Thèse de doct. ISAE-ENSMA.
- RICHARD, J., J. P. GARO, J. M. SOUIL et J. P. VANTELON (avr. 2003). « On the flame structure at the base of a pool fire interacting with a water mist ». In : *Experimental Thermal and Fluid Science* 27.4, p. 439-448. DOI : [10.1016/s0894-1777\(02\)00247-9](https://doi.org/10.1016/s0894-1777(02)00247-9).

- RICHARD, J., J. P. GARO, J. M. SOUIL, J. P. VANTELON et D. LEMONNIER (jan. 2002). « Addition of a water mist on a small-scale liquid pool fire : Effect on radiant heat transfer at the surface ». In : *Proceedings of the Combustion Institute* 29.1, p. 377-384. DOI : [10.1016/s1540-7489\(02\)80050-5](https://doi.org/10.1016/s1540-7489(02)80050-5).
- SAZHIN, S. S. (2006). « Advanced models of fuel droplet heating and evaporation ». In : *Progress in Energy and Combustion Science* 32.2, p. 162-214. ISSN : 0360-1285. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.11.001>.
- SCHÖNBUCHER, A., W. BRÖTZ, C. BALLUFF, D. GOECK et N. SCHIESS (1985). « Erforschung von Schadenfeuern flüssiger Kohlenwasserstoffe als Beitrag zur Sicherheit von Chemieanlagen ». In : *Chemie Ingenieur Technik* 57.10, p. 823-834.
- STROUP, D. W. (2014). *Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications, Supplement 1 : Draft Report for Comment*. US Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Regulatory Research.
- TAKEDA, H. (1985). « Oscillatory phenomenon and inverse temperature profile appearing in compartment fires ». In : *Combustion and Flame* 61.1, p. 103-105.
- TAYLOR, R. et R. KRISHNA (1993). « Multicomponent mass transfer ». In : *Wiley-Interscience*.
- TEWARSON, A. (2002). « Generation of heat and chemical compounds in fires ». In : *SFPE handbook of fire protection engineering*.
- THORNTON, W. M. (1917). « XV. The relation of oxygen to the heat of combustion of organic compounds ». In : *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science* 33.194, p. 196-203.
- WAHLQVIST, J. et P. VAN HEES (2013). « Validation of FDS for large-scale well-confined mechanically ventilated fire scenarios with emphasis on predicting ventilation system behavior ». In : *Fire Safety Journal* 62, p. 102-114.
- WALTON, W. D., P. H. THOMAS et Y. OHMIYA (2016). « Estimating temperatures in compartment fires ». In : *SFPE handbook of fire protection engineering*. Springer, p. 996-1023.
- WIGHUS, R. et P. AUNE (1995). « Engineering relations for water mist fire suppression systems ». In.
- WILLIAMS, F. A. (1981). « A review of flame extinction ». In : *Fire Safety Journal* 3.3, p. 163-175.
- XIN, Y. et J. P. GORE (2005). « Two-dimensional soot distributions in buoyant turbulent fires ». In : *Proceedings of the Combustion Institute* 30.1, p. 719-726.
- YAO, W., J. ZHANG, A. NADJAI, T. BEJI et M. A. DELICHATSIOS (2011). « A global soot model developed for fires : Validation in laminar flames and application in turbulent pool fires ». In : *Fire Safety Journal* 46.7, p. 371-387. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2011.06.004>.
- YU, H. Z. (1986). « Investigation of spray patterns of selected sprinklers with the FMRC drop size measuring system ». In : *First International Symposium on Fire Safety Science*.
- ZAVALETA, P. et L. AUDOUIN (2018). « Cable tray fire tests in a confined and mechanically ventilated facility ». In : *Fire and Materials* 42.1, p. 28-43.

Étude des interactions entre un feu de nappe en milieu confiné mécaniquement ventilé et un système d'aspersion par brouillard d'eau

Résumé

Ce travail est consacré à l'étude des interactions entre un feu de nappe en milieu confiné mécaniquement ventilé et un système d'aspersion par brouillard d'eau. Tout d'abord, une méthode globale de formation de suie basée sur le principe de la hauteur de point de fumée laminaire LSP (Laminar Smoke point) a été développée pour prédire la formation de suie d'un combustible donné. Elle a ensuite été implémentée dans le code FDS et évaluée sur des configurations de feu de nappe avec des combustibles gazeux et liquides. Ensuite, une étude de l'impact de la ventilation sur la dynamique du feu dans un milieu confiné mécaniquement ventilé de 8m^3 a été menée, en comparant les résultats numériques aux données expérimentales. Les effets de la position de l'entrée d'air sur la puissance du feu et son développement, sur la concentration en oxygène, sur la température et sur la contribution de chaque composante des flux thermiques dans le compartiment ont été analysés. Les résultats démontrent que la position de l'admission a une influence significative sur la dynamique du feu dans le compartiment et démontrent la difficulté du code FDS à prédire correctement les effets de couplage entre les variations de pression et l'apport en oxygène dans le local. Enfin, une campagne d'essais expérimentaux à échelle réduite a été réalisée dans un local confiné mécaniquement ventilé de 1m^3 . Ce dernier a été conçu au cours de la thèse et instrumenté pour évaluer les effets d'application du brouillard d'eau sur un feu de nappe d'heptane. Il a été démontré si ou comment la quantité d'air entrant dans le local affecte l'extinction de la flamme dans des installations confinées et ventilées qui sont un risque typique dans le domaine de la sécurité incendie. L'objectif principal du présent travail est de fournir une étude expérimentale détaillée des phénomènes d'extinction des incendies par brouillard d'eau dans une flamme de diffusion turbulente représentant les principales caractéristiques d'un incendie dans des conditions réelles. Cette étude tend à décrire le processus en prenant compte du refroidissement de la surface du combustible par l'eau, de la réduction du transfert de chaleur de surface et de la pyrolyse en profondeur en associant le transfert de chaleur dans le combustible liquide.

Mots clés

Brumisation, Combustibles liquides, Gaz (combustible), Heptane, Incendies-Extinction, Pyrolyse, Refroidissement par pulvérisation, Transfert de chaleur, Ventilation-Appareils et matériels, Feu de nappe, Brouillard d'eau, Milieu confiné, Modélisation FDS (Fire Dynamics Simulator)

A study on the interactions between a pool fire and injected water mist in a mechanically ventilated confined space

Abstract

This work is devoted to the study of interactions between pool fire in confined mechanically ventilated enclosure and a water mist aspersion system. Firstly, a soot model based on the laminar smoke point concept is implemented in the code FDS6.7 (Fire Dynamics Simulator) and then, evaluated for different pool fire configurations with various gaseous and liquids fuels. The ventilation impact on fire dynamics in confined mechanically ventilated enclosure is investigated by comparing the numerical results with experimental data. This analysis also deals with the effect of air intake position on heat release rate, oxygen volume fraction, temperature, and flow fields in the compartment. The results reveal that the air intake position has a significant influence on the fire dynamics in the compartment and the FDS software has a weak ability to quantify correctly the coupling effects between fire-induced pressure and oxygen supply rate. An experimental campaign at reduced scale is performed in a confined mechanically ventilated enclosure, allowing to evaluate the application of a water mist aspersion system on heptane pool fire. It has been demonstrated how or whether an inlet vent rate affects flame suppression behaviour in confined and ventilated installations which are a typical hazard in the nuclear safety area. The primary objective of the present work is to provide a detailed experimental study of water mist fire suppression phenomena in a buoyant, turbulent diffusion flame representing the key characteristics of a realistic fire. This study tends to describe the process by accounting for cooling of unburned surfaces by water, reduction in the surface heat transfer and in-depth pyrolysis coupling heat transfer in the liquid fuel with a thermal decomposition reaction.

Keywords

Mist propagation, Liquid fuels, Gas as fuel, Heptane, Fire extinction, Pyrolysis, Heat—Transmission, Ventialtion—Equipment and supplies, Pool fire, water mist, ventilation system, confined enclosure, FDS simulation