



HAL
open science

Étude des interactions entre phénomènes d'incendie et systèmes d'extinction à eau. Développement d'un module d'extinction dans le logiciel FDS

Alexandre Jenft

► To cite this version:

Alexandre Jenft. Étude des interactions entre phénomènes d'incendie et systèmes d'extinction à eau. Développement d'un module d'extinction dans le logiciel FDS. Autre. Université de Lorraine, 2013. Français. NNT : 2013LORR0269 . tel-01750615

HAL Id: tel-01750615

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01750615v1>

Submitted on 29 Mar 2018

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.



AVERTISSEMENT

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

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

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

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

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

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

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

Étude des interactions entre phénomènes d'incendie et systèmes d'extinction à eau. Développement d'un module d'extinction dans le logiciel FDS

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 10 décembre 2013

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université de Lorraine

(spécialité Mécanique-Énergétique)

par

Alexandre JENFT

Composition du jury

<i>Rapporteurs :</i>	Bernard PORTERIE	Professeur, Université d'Aix-Marseille, IUSTI, Marseille
	Paul-Antoine SANTONI	Professeur, Université de Corse, SPE, Corte
<i>Examineurs :</i>	Alexis COPPALLE	Professeur, INSA de Rouen, CORIA, Rouen
	Jean-Paul THIBAULT	Chargé de recherche, CNRS, LEGI, Grenoble
<i>Directeurs :</i>	Pascal BOULET	Professeur, Université de Lorraine, LEMTA, Nancy
	Anthony COLLIN	Maître de conférences, Université de Lorraine, LEMTA, Nancy
<i>Co-encadrants :</i>	Armelle MULLER	Directrice Etudes et Recherches, CNPP, Vernon
	Grégoire PIANET	Responsable Modélisation, CNPP, Vernon

Remerciements

Ce travail de recherche a bénéficié d'un financement CIFRE de l'Agence Nationale de Recherche et de la Technologie (ANRT) et a été effectué conjointement au Centre National de Prévention et de Protection (CNPP) et au Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA).

Je débiterai en témoignant toute ma gratitude à Paul-Antoine SANTONI et à Bernard PORTERIE pour avoir rapporté, ainsi qu'à Alexis COPPALLE et Jean-Paul THIBAUT pour avoir examiné mon travail de thèse. C'est un grand honneur qui m'a été fait de pouvoir compter sur ce jury et je suis reconnaissant envers chacun d'entre eux.

Au CNPP, j'aimerais commencer en remerciant Grégoire PIANET pour l'encadrement pointu dans un climat parfaitement amical. Je souhaiterais également remercier Armelle MULLER pour avoir permis la réalisation de ce doctorat au sein de son département. Conduire ce travail de recherche sous la direction de ces deux personnes a été un réel plaisir. Je suis par ailleurs très fier d'être le premier docteur formé au CNPP.

J'ai pu partager mes bureaux au CNPP et au LEMTA avec plus d'une dizaine de personnes sur ces trois années. Je tiens à remercier toutes ces personnes pour la bonne ambiance constante dont il me semble me souvenir globalement. J'ai pu notamment avoir l'immense plaisir de me retrouver pendant plus d'un an en binôme avec Pierre-Nicolas MAUGER, avec qui j'ai pu débattre aussi bien sur mon travail de thèse que sur les clutches en 1v3 avec 20 hp en éco sur d2 ou sur les frontières entre hard rock, heavy metal, power metal, NWOBHM, speed metal, thrash metal, etc. Dans cette même équipe, Stéphanie MAETZ et Matthieu VANDEWALLE ne seront évidemment pas oubliés ici. Evoluer dans une ambiance aussi saine restera définitivement un souvenir des plus agréables. Cette ambiance n'était évidemment pas limitée à l'équipe "Modélisation" et j'aimerais à cette occasion y joindre Marie-Odile CLAVEREAU et Eugénie MATHIS.

Une partie conséquente de ce travail est expérimentale. Elle ne serait pas ce qu'elle est si je n'avais pas pu compter sur le talent et le temps d'Arnaud BRETON pour nous aider à penser la démarche et le dispositif expérimentaux. Au sein de son équipe, j'aimerais profiter de ces lignes pour remercier François ROBERT et Christophe BRETON pour les coups de main lors de la campagne expérimentale.

J'aurai également quelques mots de gratitude pour Catherine AJLANI et Véronique BUFARD pour m'avoir organisé divers périples à travers la France (dans le cadre professionnel bien entendu).

En ce qui concerne le LEMTA, je ne pourrais commencer par nul autre que Pascal BOULET, pour qui j'ai une gratitude absolue. Après m'avoir donné le goût de la science et des transferts thermiques en Master MEPP à l'Université Henri Poincaré, il est celui qui m'a proposé ce travail de thèse et donc à qui je le dois le plus je suppose. Son encadrement scientifique et humain durant ces trois ans aurait à lui seul justifié le choix de cette thèse.

Toujours dans l'encadrement, Anthony COLLIN n'est pas en reste. Je pourrai me vanter dans quelques années d'avoir été son premier doctorant. Mes petits-enfants ne se rendront peut-être pas compte mais dans le domaine du feu cela ne sera pas rien !

Je souhaiterais joindre à ces deux personnes Zoubir ACEM et les différents stagiaires, doctorants et post-docs (mention spéciale à Jonathan GERARDIN et Alexis MARCHAND pour les heures sup) avec qui j'ai pu vivre au quotidien dans la liste des remerciements. A l'instar de l'équipe "Modélisation" au CNPP, l'équipe "Feux" du LEMTA propose une atmosphère de travail exemplaire faite de sérieux, de convivialité et d'amitié.

Comme au CNPP, je souhaiterais remercier les chères secrétaires du LEMTA qui m'ont largement facilité la tâche lors de mes déplacements en France et à l'international. A ce titre, j'aimerais remercier Dalida SIMONIGH, Edith LANG et surtout Valérie REICHHART et Irène LEONARD. Je prie de croire le lecteur que c'est un régal d'avoir affaire à ces femmes au quotidien.

Pour compléter l'image de bonne humeur qui a rythmé ma vie professionnelle depuis 2011, je souhaiterais remercier tous ceux que j'ai pu côtoyer régulièrement les midis à l'occasion du déjeuner. Un merci particulier à Ludovic BUHLER qui, au-delà de l'ambiance, était d'une efficacité incroyable pour résoudre tous les problèmes informatiques du quotidien... Et à titre informatif mes problèmes du quotidien ne sont pas nécessairement les plus aisés à résoudre.

J'aurai également une pensée pour les personnes que j'ai pu retrouver en congrès et avec qui j'ai partagé des moments aussi chaleureux qu'enrichissants (Sullivan LECHÊNE, Romain MORLON, Victor CARVALHO, etc.).

Enfin, ma découverte du code FDS a été facilitée par les échanges avec Jukka VAARI, Simo HOSTIKKA et Jason FLOYD, que j'aimerais remercier à cette occasion. Au côté de ces grands noms, j'aimerais remercier particulièrement Elizabeth BLANCHARD pour les nombreuses aides en début de thèse et pour les échanges tout au long de celle-ci.

Evidemment, la fête ne serait pas complète si je n'avais pas eu la même chance sur le plan personnel. Je souhaiterais donc remercier la (quasi-) totalité des nombreux colocataires avec lesquels j'ai pu vivre, mes amis (d'Ordalies, d'oXz et /2i, du JCL, et anciens camarades de classe), ma famille et je me permettrai même d'ajouter les noms des plus proches pour que le lecteur puisse les distinguer : mon père Erick, ma mère Isabelle, mon frère Mickaël, ma sœur Marine et je pense que j'aurai été exhaustif lorsque j'aurai ajouté Chloé à cette liste. A eux cinq, merci pour... et bien tout je dirais. Ces dernières lignes sont bien peu de mots pour exprimer tout ce que je dois à mes proches mais ils ne m'en voudront pas, ils connaissent ma gratitude à leur égard.

Come on baby light my fire.
The Doors

Let me stand next to your fire.
Jimi Hendrix

Don't play with me, 'cause you're playing with fire.
The Rolling Stones

Smoke on the water and fire in the sky.
Deep Purple

Table des matières

Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xiii
Liste des symboles	xv
Introduction	1
Chapitre 1 Utilisation de sprays d'eau dans la lutte contre l'incendie	5
1.1 Caractéristiques d'un spray d'eau	6
1.2 Mécanismes d'extinction	7
1.2.1 Absorption de chaleur	8
1.2.2 Privation d'oxygène et dilution des vapeurs de combustible	8
1.2.3 Atténuation du transfert radiatif	9
1.2.4 Effets cinétiques	9
1.3 Recherche expérimentale	9
1.3.1 Applications dans le milieu industriel	10
1.3.2 Applications en laboratoire	11
1.4 Utilisation de l'outil numérique pour l'étude des interactions entre feu et spray d'eau	14
1.4.1 Modèles de zones	15
1.4.2 Modèles CFD	15
1.4.3 FDS	17
1.5 Evolution des modèles d'extinction	18
1.5.1 Analyse bibliographique	18
1.5.2 Modèles d'extinction dans FDS	19
1.6 Bilan	22
Chapitre 2 Dispositif expérimental	23
2.1 Présentation de la pièce	23
2.2 Instrumentation	25

2.3	Détermination du HRR	27
2.3.1	Par mesure de perte de masse de combustible	27
2.3.2	Par mesure de consommation d'oxygène	29
2.3.3	Influence du CO ₂ et du CO dans le calcul du HRR	32
2.4	Incertitudes de mesure	35
2.5	Mode opératoire d'un essai	35
2.6	Répétabilité	36
2.6.1	Répétabilité des essais de fioul	37
2.6.2	Répétabilité des essais d'heptane	41
2.7	Bilan	45
Chapitre 3 Résultats expérimentaux		51
3.1	Combustible : fioul	52
3.1.1	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 14 . . .	52
3.1.2	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 18 . .	55
3.1.3	Analyse de l'ensemble des essais	58
3.1.4	Mesure de température de surface du combustible	62
3.2	Combustible : heptane	67
3.2.1	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 43 . . .	67
3.2.2	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 46 . .	69
3.2.3	Répétabilité du temps d'extinction	73
3.3	Combustible : bûcher	73
3.3.1	Champs de température	75
3.3.2	Perte de masse et HRR avant aspersion	76
3.3.3	Concentration en oxygène à l'extraction	78
3.3.4	Observations visuelles	79
3.4	Bilan	82
Chapitre 4 Evaluation des capacités de FDS 5 pour l'extinction de feux par spray d'eau		85
4.1	Intégration de bilans de masse et d'énergie	86
4.1.1	Bilans de masse	86
4.1.2	Bilans d'énergie	87
4.2	Présentation de la modélisation	90
4.3	Evaluation de FDS avant aspersion	94
4.3.1	Modélisation de l'essai 7	94
4.3.2	Analyses de sensibilité	95

4.4	Evaluation de FDS pour l'extinction	103
4.4.1	Analyse de sensibilité aux paramètres du spray	103
4.4.2	Extinction par refroidissement du combustible	106
4.4.3	Extinction par refroidissement de la flamme	113
4.5	Bilan	117
Chapitre 5 Modification du modèle d'extinction et évaluation de la version mo-		
difiée		119
5.1	Modification du modèle d'extinction pour le refroidissement du combustible . . .	120
5.1.1	Données expérimentales : essais 13 à 38	120
5.1.2	Données numériques	121
5.1.3	Modifications apportées au modèle	124
5.1.4	Données expérimentales : essais 70 à 81	126
5.2	Evaluation de FDS 6 pour l'extinction	128
5.2.1	Présentation d'un cas de refroidissement du combustible : essai 14	128
5.2.2	Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement du combustible . . .	129
5.2.3	Présentation d'un cas de refroidissement de la flamme : essai 18	131
5.2.4	Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement de la flamme et inertage	132
5.2.5	Présentation d'un cas sans extinction : essai 30	132
5.3	Modification du calcul de la température des gouttes	133
5.3.1	Echanges gouttes / parois	134
5.3.2	Modèles de température de goutte sur une paroi	135
5.3.3	Résultats pour les différents modèles	138
5.3.4	Analyse de sensibilité au coefficient τ pour le modèle 4	140
5.4	Evaluation de FDS 6 pour l'extinction par inertage et refroidissement de la flamme	142
5.5	Bilan	144
Conclusion et perspectives		147
Annexe A Modèles sous-jacents aux différentes implémentations dans FDS		151
A.1	Système "flamme + gaz"	151
A.1.1	$\dot{Q}_{g/w}$	151
A.1.2	$\dot{Q}_{adv,g}$	152
A.1.3	$\dot{Q}_{ES,g}$	153
A.1.4	$\dot{Q}_{conv,g/p}$	154
A.1.5	$\dot{Q}_{ray,g/p}$	154
A.2	Système "gouttes"	154
A.2.1	$\dot{Q}_{ES,p}$	154

Table des matières

A.2.2	\dot{Q}_{evap}	155
A.2.3	$\dot{Q}_{w/p}$	155
A.3	Calcul de conduction	155
A.3.1	Ecriture	155
A.3.2	Condition limite "front"	157
A.3.3	Calcul dans le mur	158
Bibliographie		161

Liste des figures

1.1	Classification des systèmes d'aspersion en fonction du diamètre de gouttes [23] (valeurs en μm)	7
1.2	Espace des phases Oxygène-Température montrant où la combustion est autorisée et où elle ne l'est pas.	20
2.1	Configuration du dispositif expérimental	24
2.2	Masse pyrolysée en fonction du temps : essai 7	28
2.3	HRR calculé à partir de la mesure de masse pyrolysée : essai 7	28
2.4	Concentration en O_2 en fonction du temps : essai 7	31
2.5	HRR calculé à partir de la mesure de concentration en O_2 : essai 7	31
2.6	Détermination du HRR par les différentes méthodes : essai 12	32
2.7	Concentration en oxygène à l'extraction : essais 3 à 6	33
2.8	Concentration en dioxyde de carbone à l'extraction : essais 3 à 6	33
2.9	Concentration en monoxyde de carbone à l'extraction : essais 3 à 6	33
2.10	HRR déterminé par les concentrations en oxygène, dioxyde de carbone et monoxyde de carbone : essais 3 à 6	34
2.11	Répétabilité des températures mesurées le long de l'arbre A1 pour des essais de fioul : essais 7 à 11	38
2.12	Répétabilité des températures mesurées le long de l'arbre A2 pour des essais de fioul : essais 7 à 11	39
2.13	Répétabilité de la concentration en oxygène à l'extraction pour des essais de fioul : essais 7 à 11	41
2.14	Répétabilité de la masse pyrolysée pour des essais de fioul : essais 7 à 11	42
2.15	Répétabilité du HRR pour des essais de fioul : essais 7 à 11	42
2.16	Comparaison des champs de température pour deux essais d'heptane avec le même temps de déclenchement de l'aspersion : essais 49 et 50	44
2.17	Comparaison de la perte de masse et du HRR pour deux essais d'heptane avec le même temps de déclenchement de l'aspersion : essais 49 et 50	45
3.1	Champs de température pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14	54
3.2	Concentration en oxygène à l'extraction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14	55
3.3	Images d'extinction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14	56
3.4	Champs de température pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18	57
3.5	Concentration en oxygène à l'extraction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18	58
3.6	Images d'extinction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18	59

3.7	Dépendance du temps d'extinction ($t_{ext,vid}$) par rapport au HRR au moment du déclenchement de l'aspersion	61
3.8	Dépendance du temps d'extinction ($t_{ext,vid}$) par rapport au champ de température au moment du déclenchement de l'aspersion	61
3.9	Evolution de la température de surface du combustible avec le temps - $D_{bac} = 25$ cm	65
3.10	Evolution de la température de surface du combustible avec le temps - $D_{bac} = 35$ cm	65
3.11	Evolution de la température de surface du combustible avec le temps durant aspersion - $D_{bac} = 25$ cm	66
3.12	Evolution de la température de surface du combustible avec le temps durant aspersion - $D_{bac} = 35$ cm	66
3.13	Dépendance du temps d'extinction par rapport au HRR au moment de l'aspersion	66
3.14	Dépendance du temps d'extinction par rapport au champ de température au moment de l'aspersion	66
3.15	Champs de température pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43 . . .	68
3.16	Perte de masse et HRR pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43 . . .	69
3.17	Images d'extinction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43	70
3.18	Champs de température pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46 . .	71
3.19	Perte de masse et HRR pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46 . .	71
3.20	Images d'extinction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46	72
3.21	Bûcher avant le début d'un essai	75
3.22	Champs de température pour un essai de bûcher : essai 64	77
3.23	Perte de masse et HRR pour un essai de bûcher : essai 64	78
3.24	Concentration en oxygène : essai 64	79
3.25	Images d'extinction pour un cas où le bûcher est situé au centre de la pièce : essai 64	80
3.26	Images d'extinction pour un cas où le bûcher est situé sous une buse : essai 68 . .	81
4.1	Schéma du bilan de masse global	86
4.2	Schéma du bilan d'énergie global	88
4.3	Représentation de la pièce modélisée	91
4.4	Face Sud	92
4.5	Face Ouest	92
4.6	Vue du dessus	92
4.7	Face Est	92
4.8	Comparaison entre la prescription du HRR utilisée et les HRR déterminés expérimentalement pour les essais de répétabilité	93
4.9	Evolution du HRR et de débit de pyrolyse numériques : essai 18	94
4.10	Comparaison numérique / expérimental : température sur l'arbre A2 : essai 7 . .	95
4.11	Comparaison numérique / expérimental : concentration en oxygène à l'extraction : essai 7	95
4.12	Analyse de sensibilité au maillage du HRR et des échanges convectifs gaz / murs : essai 7	97
4.13	Analyse de sensibilité au maillage de la température des gaz : essai 7	98
4.14	Analyse de sensibilité au rendement de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7	99
4.15	Analyse de sensibilité au débit volumique d'extraction de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7	101

4.16	Analyse de sensibilité à l'aire effective de l'ouverture dans la porte de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7	102
4.17	Comparaison numérique / expérimental après analyses de sensibilité : température sur l'arbre A2 : essai 7	103
4.18	Comparaison numérique / expérimental après analyses de sensibilité : concentration en oxygène à l'extraction : essai 7	103
4.19	Analyse de sensibilité au diamètre des gouttes : essai 14	105
4.20	Analyse de sensibilité à la vitesse des gouttes : essai 14	107
4.21	Evolution du temps d'extinction avec a : essai 13	108
4.22	Evolution du temps d'extinction avec a : essai 20	108
4.23	Evolution du coefficient a avec le HRR au moment de l'aspersion	110
4.24	Bilan de masse sur la phase gazeuse : essai 14	111
4.25	Bilan de masse sur les gouttes : essai 14	111
4.26	Bilan d'énergie sur la phase gazeuse : essai 14	112
4.27	Bilan d'énergie sur la phase gazeuse - zoom sur la zone d'aspersion : essai 14	112
4.28	Bilan d'énergie sur les gouttes : essai 14	112
4.29	Représentation de la pièce modélisée pour le cas VINNOVA	114
4.30	Evolution du débit de pyrolyse avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5	116
4.31	Evolution du HRR avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5	116
5.1	Températures mesurées par les différents thermocouples placés dans le combustible : essai 38	121
5.2	HRR en fonction du temps avant aspersion - FDS 6 : essai 18	122
5.3	Température de surface de combustible en fonction du temps avant aspersion - FDS 6 : essai 18	122
5.4	Comparaison entre simulation et calcul par la loi d'Arrhénius du débit de pyrolyse en fonction de la température du combustible : essai 18	123
5.5	HRR en fonction du temps - détermination par l'équation 4.8 pendant aspersion : essai 14	123
5.6	Comparaison entre simulation et calculs par l'équation 5.1 du débit de pyrolyse en fonction du temps : essai 18	124
5.7	Comparaison entre simulation et calculs par l'équation 5.1 du débit de pyrolyse en fonction de la température du combustible : essai 18	125
5.8	Comparaison entre débit de pyrolyse expérimental et calculé à l'aide de l'équation 5.2 en fonction de T_{comb} : essai 76	127
5.9	Comparaison entre HRR déterminé par la perte de masse expérimentale et le HRR calculé à partir de T_{comb} : essai 76	127
5.10	HRR calculé à partir de T_{comb} : essai 71	128
5.11	HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 14	129
5.12	Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 14	129
5.13	Analyse de sensibilité au coefficient d'échange gouttes / parois	131
5.14	HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 18	133
5.15	Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 18	133
5.16	HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 30	134
5.17	Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 30	134

5.18	HRR en fonction du temps pour différents modèles de T_p - application aux gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14	139
5.19	HRR en fonction du temps pour différents modèles de T_p - application aux gouttes situées sur la surface du combustible : essai 14	139
5.20	Capture d'image de smokeview pour la température des murs (en °C) - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14	140
5.21	Capture d'image de smokeview pour la température des murs (en °C) - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur le combustible : essai 14	140
5.22	Température du combustible en fonction du temps - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14	141
5.23	Analyse de sensibilité au temps caractéristique τ sur le temps d'extinction : essai 14	141
5.24	Evolution du débit de pyrolyse avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5 et 6	143
5.25	Evolution du HRR avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5 et 6	143
5.26	Capture d'image de smokeview pour la concentration en oxygène (en mol/mol) - FDS 5	143
5.27	Capture d'image de smokeview pour la concentration en oxygène (en mol/mol) - FDS 6	143
A.1	Pertes advectives	153

Liste des tableaux

2.1	Caractéristiques de la salle d’essais	25
2.2	Caractéristiques du brouillard d’eau	25
2.3	Comparaison des champs de température moyens avant aspersion pour cinq essais de fioul avec le même temps de déclenchement de l’aspersion : essais 7 à 11	40
2.4	Comparaison des champs de température moyens avant aspersion pour deux essais d’heptane avec le même temps de déclenchement de l’aspersion : essais 49 et 50	43
2.5	Liste des essais	47
2.5 (suite)	Liste des essais	48
2.5 (suite)	Liste des essais	49
2.5 (suite)	Liste des essais	50
3.1	Résultats expérimentaux : fioul	63
3.1 (suite)	Résultats expérimentaux : fioul	64
3.2	Résultats expérimentaux : gazole	65
3.3	Résultats expérimentaux : heptane	74
3.4	Résultats expérimentaux : bûchers	82
4.1	Caractéristiques générales de la modélisation pour des essais de fioul	90
4.2	Propriétés des matériaux utilisés dans les modélisations [1]	91
4.3	Evolution du HRR avec le temps pour les essais de fioul	93
4.4	Caractéristiques des différents maillages	96
4.5	Coefficients a identifiés pour les essais de fioul	109
4.6	Distribution de l’énergie absorbée par les gouttes	113
4.7	Caractéristiques générales de la modélisation de l’essai VINNOVA	115
5.1	Comparaison entre temps d’extinction expérimentaux et numériques	130

Liste des symboles

Lettres latines

ΔH_c	Chaleur de combustion, [J/kg]
\dot{m}	Débit massique, [kg/s]
\dot{m}''	Débit massique surfacique, [kg/m ² /s]
\dot{Q}	Flux thermique, [W]
\dot{Q}''	Densité de flux surfacique, [W/m ²]
\dot{Q}'''	Densité de flux volumique, [W/m ³]
HRRPUA	Heat Release Rate Per Unit Area, [W/m ²]
HRR	Heat Release Rate, [W]
A	Surface, [m ²]
a	Constante empirique du modèle d'extinction de FDS, [m ² /kg/s]
A'	Facteur pré-exponentiel de la loi d'Arrhénius, [kg/m ² /s]
B	Facteur pré-exponentiel de la loi d'Arrhénius modifiée, [kg/m ² /K ^{0.5} /s]
C	Constante de convection naturelle, [-]
c_p	Chaleur spécifique, [J/kg/K]
D	Diamètre, [m]
d	Longueur caractéristique, [m]
D_{32}	Diamètre de Sauter, [m]
E	Energie d'activation d'Arrhénius, [J/mol]
E_i	Effusivité de l'élément i , [J/K/m ² /s ^{0.5}]
E_{CO}	Energie massique dégagée par masse d'oxygène pour la transformation du CO en CO ₂ , [J/kg]
E_{O_2}	Chaleur de combustion par kg d'oxygène consommé, [J/kg]
H	Enthalpie, [J]
h	Coefficient d'échange par convection, [W/m ² /K]
I	Luminance, [W/m ² /sr]
k	Grandeur intervenant dans le modèle d'extinction de FDS, [s ⁻¹]

Liste des symboles

L	Longueur caractéristique, [m]
L_v	Chaleur latente de vaporisation, [J/kg]
M	Masse molaire, [kg/mol]
m	Masse, [kg]
m''	Densité massique surfacique, [kg/m ²]
N_m	Nombre d'espèces présentes dans la phase gazeuse, [-]
p	Pression, [Pa]
R	Constante des gaz parfaits, $R = 8,3144621$, [J/mol/K]
S	Surface, [m ²]
T	Température, [K]
u	Vitesse, [m/s]
V	Volume, [m ³]
X	Fraction molaire, [mol/mol]
Y	Fraction massique, [kg/kg]
t	Temps, [s]

Lettres grecques

$[\alpha]$	Fraction molaire en espèce chimique α , [mol/mol]
α	Facteur d'expansion, [-]
χ	Rendement de la réaction de combustion, [-]
δt	Durée d'un pas de temps, [s]
κ	Coefficient d'absorption, [m ⁻¹]
λ	Conductivité thermique, [W/m/K]
μ	Viscosité dynamique, [Pa.s]
ϕ	Facteur de déplétion d'oxygène, [-]
ρ	Masse volumique, [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$, [W/m ² /K ⁴]
τ	Temps caractéristique, [s]
ε	Emissivité, [-]

Indices

α	Grandeur relative à une espèce chimique α
∞	Grandeur considérée loin du feu
0	Grandeur à l'état initial
150	Grandeur considérée à une hauteur de 150 cm

250	Grandeur considérée à une hauteur de 250 cm
290	Grandeur considérée à une hauteur de 290 cm
50	Grandeur considérée à une hauteur de 50 cm
a	Grandeur mesurée avant l'essai
A1	Grandeur relative à l'arbre de thermocouple A1
A2	Grandeur relative à l'arbre de thermocouple A2
adv	Grandeur relative à l'advection
asp	Grandeur au moment du déclenchement de l'aspersion
b	Grandeur considérée à la face arrière d'un objet
bac	Grandeur relative au bac
boil	Grandeur considérée à l'ébullition
buses	Grandeur relative aux buses
CO	Grandeur relative au monoxyde de carbone
CO ₂	Grandeur relative au dioxyde de carbone
comb	Grandeur relative au combustible
conv	Grandeur relative à la convection
e	Grandeur relative à l'extraction
EI	Grandeur relative à l'énergie interne
evap	Grandeur relative à l'évaporation
exp	Grandeur expérimentale
ext	Grandeur considérée à l'extinction
f	Grandeur relative au combustible
g	Grandeur relative à la phase gazeuse
gaz	Grandeur relative à la phase gazeuse
ign	Grandeur relative à l'inflammation
in	Grandeur entrante
init	Grandeur considérée à l'état initial
inj	Grandeur relative à l'injection
num	Grandeur numérique
O ₂	Grandeur relative à l'oxygène
out	Grandeur sortante
p	Grandeur relative aux gouttes d'eau
pyro	Grandeur relative à la pyrolyse

ray	Grandeur relative au rayonnement
s	Grandeur relative aux surfaces solides
th	Grandeur relative aux thermocouples
tot	Grandeur totale
vid	Grandeur relative aux enregistrements videos
w	Grandeur relative aux murs
Vecteurs	
n	Normale extérieure d'une surface, [-]
s'	Direction de propagation du rayonnement, [-]
u	Vecteur vitesse, [m/s]
Nombres sans dimension	
Nu	Nombre de Nusselt, [-]
Pr	Nombre de Prandtl, [-]
Re	Nombre de Reynolds, [-]
Opérateurs	
$\nabla \cdot \mathbf{X}$	Divergence du vecteur X
$\mathbf{X} \cdot \mathbf{Y}$	Produit scalaire entre les vecteurs X et Y
∇	Opérateur de Laplace, [-]

Introduction

L'utilisation de systèmes fixes d'extinction à eau pour la lutte contre le feu n'est pas vraiment nouvelle. En 1812, le premier système de type sprinkleur est installé dans le théâtre royal de Drury Lane au Royaume-Uni. Il faudra attendre jusqu'en 1872 pour que le premier sprinkleur automatique fasse son apparition et soit breveté par Philip W. Pratt. Son système sera ensuite amélioré, en particulier par Henry S. Parmalee et Frederick Grinnell. Le premier est notamment reconnu pour avoir équipé son usine de pianos de têtes sprinkleur automatiques en 1874, en faisant le premier bâtiment équipé d'un système d'extinction aux Etats-Unis. Frederick Grinnell a amélioré le système de Henry S. Parmalee jusqu'à créer en 1890 le sprinkleur à ampoule, similaire au système utilisé encore de nos jours. L'utilisation des systèmes sprinkleur s'est ensuite peu à peu imposée dans la lutte contre l'incendie jusqu'à devenir obligatoire en France dans certaines catégories d'ERP (Etablissements Recevant du Public). Aux Etats-Unis et au Canada, l'utilisation de systèmes sprinkleur est encore plus développée puisqu'elle est notamment rendue obligatoire dans des bâtiments tels que les nouveaux hôpitaux, écoles et hôtels.

L'intérêt industriel pour le brouillard d'eau est arrivé bien plus tard, malgré les recherches scientifiques qui visaient déjà ces systèmes dans les années 1950. Ces systèmes étaient par ailleurs considérés comme inefficaces lorsqu'ils étaient utilisés comme systèmes d'extinction fixes. Les halons satisfaisaient alors toutes les demandes auxquelles pourraient répondre le brouillard d'eau : ils étaient efficaces, peu coûteux et faciles à installer. L'impact reconnu de ces systèmes sur la destruction de la couche d'ozone a cependant conduit à leur interdiction suite au protocole de Montréal en 1987. Les recherches scientifiques concernant les systèmes brouillard d'eau se sont alors d'autant plus développées, motivées par la volonté des industriels d'identifier des solutions alternatives aux halons.

Quel que soit le système utilisé, les interactions entre les gouttes générées et un feu nécessitent encore une recherche conséquente, notamment concernant l'extinction. En effet, si les mécanismes d'extinction de feu par aspersion d'eau sont relativement connus, la quantification de ceux-ci est très complexe, que ce soit à l'aide d'une instrumentation complète lors d'un essai ou à partir de modèles physiques.

De son côté, l'industrie est demandeuse de codes de calcul permettant de modéliser les différents phénomènes liés aux feux. Il est actuellement possible de modéliser la plupart d'entre eux grâce aux multiples codes développés, comme le prouve l'utilisation de logiciels CFD pour des études de désenfumage ou des reconstitutions de sinistres. FDS (Fire Dynamics Simulator, développé par le NIST) est l'un de ces logiciels, et probablement le plus utilisé à l'échelle nationale et internationale dans le domaine de l'ingénierie de la sécurité incendie.

Les modèles liés à l’extinction de feux par aspersion d’eau sont quant à eux insuffisants pour permettre leur utilisation dans un cadre réglementaire à l’heure actuelle, que ce soit à l’aide de FDS ou de n’importe quel autre code. Ce constat a motivé ce travail, initié par le CNPP avec l’apport scientifique du LEMTA (Laboratoire d’Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée). Le but ici est de développer un modèle permettant une approche prédictive de l’extinction d’un feu et d’intégrer celui-ci au code FDS. L’élaboration de ce modèle passe par l’étude des différents mécanismes liés à l’interaction entre phénomènes d’incendie et systèmes d’extinction à eau, qui se fera à la fois à l’aide d’une étude numérique et de la réalisation d’essais expérimentaux à échelle réelle dédiés à la compréhension de ces mécanismes.

Pour présenter ce travail, il conviendra tout d’abord de détailler sur quelles connaissances scientifiques il s’appuie. Nous verrons ainsi dans le chapitre 1 les différents travaux de recherche effectués dans le domaine de l’extinction de feux par aspersion d’eau. Les caractéristiques des sprays couramment utilisés dans la lutte contre l’incendie seront d’abord présentées, suivies des différents mécanismes d’extinction qu’ils peuvent générer lors de l’interaction avec le combustible, la flamme et son environnement. Les différents projets de recherche expérimentaux élaborés depuis plus de 50 ans concernant l’utilisation de sprays d’eau pour l’extinction seront évoqués, avec un intérêt particulier pour les projets appliqués au milieu industriel. L’utilisation d’outils numériques pour la modélisation de la physique liée aux incendies a émergé depuis quelques décennies et les travaux numériques réalisés à l’aide de modèles de zone et de modèles CFD seront également présentés dans ce chapitre, avec l’accent mis sur l’utilisation de FDS. Enfin, les différents modèles d’extinction développés à l’échelle internationale seront exposés, encore une fois en insistant sur ceux présents dans le logiciel FDS.

Les deux chapitres suivants sont consacrés à l’étude expérimentale menée au cours de ce travail de thèse. Le premier d’entre eux (chapitre 2) consiste en la description du dispositif expérimental utilisé (local, système d’aspersion, instrumentation, combustible) et en l’évaluation des incertitudes liées à l’instrumentation et la démarche expérimentale. Interviennent dans ce calcul d’erreur les paramètres variables de notre campagne d’essais : combustible, nombre de buses, temps de déclenchement de l’aspersion, diamètre du bac pour les feux de liquide inflammable et position du foyer. Faire varier ces paramètres nous permet une visualisation la plus exhaustive possible des phénomènes physiques liés à l’utilisation de sprays d’eau pour l’extinction du feu. Cette démarche a été validée par la mise en place d’essais de répétabilité, qui seront également introduits dans ce chapitre.

Sur cette base, nous présenterons dans le chapitre 3 les principaux résultats expérimentaux obtenus grâce à la mise en place de 84 essais. Nous y séparerons les essais mettant en œuvre du fioul, de l’heptane ou un bûcher de bois comme combustible. Pour chaque cas, un ou deux essais particulièrement représentatifs seront détaillés avant de préciser les différentes conclusions apportées par l’ensemble des résultats en insistant sur l’impact des différentes variables de nos essais sur les mécanismes et les temps d’extinction.

La partie numérique sera ensuite exposée à travers deux chapitres. Dans le chapitre 4, nous évaluerons les capacités du code FDS 5, sous sa forme distribuée par défaut (version 5.5.3), à représenter des conditions d’extinction pour plusieurs types d’essais. Pour quantifier les différents phénomènes survenant lors d’un incendie dans un local confiné avant et pendant aspersion, nous avons développé des outils de post-traitement intégrés au code FDS, consistant en des bilans de masse et d’énergie, introduits dans ce chapitre. La détermination de la modélisation optimale

de notre dispositif expérimental sera également détaillée, notamment au travers d'analyses de sensibilité.

Enfin, le dernier chapitre présente les modifications apportées au code concernant les modèles d'extinction. Ces améliorations ont été appliquées à la version 6 de FDS, encore en cours de développement à l'issue de ce travail de thèse mais dont la sortie officielle est annoncée par les développeurs comme étant proche. Nous avons alors pu évaluer les capacités de FDS 6, complété par un nouveau modèle d'extinction, à déterminer l'extinction dans des cas identiques à ceux présentés dans le chapitre 4. Des pistes d'amélioration du code FDS sont également évoquées dans le chapitre 5 avec un intérêt prioritaire pour l'amélioration de la détermination prédictive de l'extinction de feux par aspersion d'eau.

Chapitre 1

Utilisation de sprays d'eau dans la lutte contre l'incendie

Sommaire

1.1	Caractéristiques d'un spray d'eau	6
1.2	Mécanismes d'extinction	7
1.2.1	Absorption de chaleur	8
1.2.2	Privation d'oxygène et dilution des vapeurs de combustible	8
1.2.3	Atténuation du transfert radiatif	9
1.2.4	Effets cinétiques	9
1.3	Recherche expérimentale	9
1.3.1	Applications dans le milieu industriel	10
1.3.2	Applications en laboratoire	11
1.4	Utilisation de l'outil numérique pour l'étude des interactions entre feu et spray d'eau	14
1.4.1	Modèles de zones	15
1.4.2	Modèles CFD	15
1.4.3	FDS	17
1.5	Evolution des modèles d'extinction	18
1.5.1	Analyse bibliographique	18
1.5.2	Modèles d'extinction dans FDS	19
1.6	Bilan	22

Ce chapitre a pour objectif de donner une vision la plus exhaustive possible de la physique mise en œuvre lors de l'utilisation de sprays d'eau dans la lutte contre l'incendie.

Cette étude s'appliquant à la fois aux systèmes brouillard d'eau et sprinkleurs, nous allons tout d'abord présenter les caractéristiques d'un spray, ainsi que les différences principales entre ces deux techniques d'aspersion. Ces distinctions induisent des phénomènes physiques spécifiques lors de l'interaction avec les fumées, la flamme et le combustible, qui seront énumérés dans ce chapitre.

Sur la base de ces connaissances, nous détaillerons quelques études expérimentales réalisées à l'échelle internationale particulièrement pertinentes pour la compréhension de la physique de

l'extinction. Nous insisterons sur celles motivées, à l'instar de ce travail, par une application industrielle. Comme indiqué ci-dessus, les phénomènes observés diffèrent selon la technique d'aspersion utilisée. Le même constat peut être fait lorsque l'on fait varier le type de combustible (solide ou liquide, point éclair¹ bas ou élevé, etc.). Ce sont ces différences que nous nous efforçons d'éclaircir au cours de cette section.

L'émergence des outils numériques a justifié un grand nombre d'études visant à valider et/ou compléter les campagnes d'essais. Dans ce domaine, deux niveaux de modélisation sont plus particulièrement appliqués : les modèles de zones et les modèles à champs. Ces deux approches seront détaillées, d'abord en expliquant le concept de chacune puis en illustrant leur application à l'aide de travaux disponibles dans la littérature. L'accent sera ensuite mis sur les études réalisées à l'aide du logiciel FDS qui est au cœur de cette étude.

Nous fermerons ce chapitre bibliographique en répertoriant les modèles d'extinction les plus aboutis en détaillant forces et faiblesses de chacun. Nous profiterons de cette section pour introduire les deux modèles visant à déterminer l'extinction d'un feu par spray d'eau dans le logiciel FDS à l'heure actuelle.

1.1 Caractéristiques d'un spray d'eau

Un spray est caractérisé principalement par : son empreinte, son débit d'eau et sa granulométrie.

L'empreinte peut être pleine ou creuse, circulaire ou ellipsoïdale et l'angle d'aspersion peut varier considérablement selon les buses. Notre étude expérimentale a été réalisée à l'aide de sprays dont l'empreinte est circulaire et pleine.

Le débit d'eau d'un système de type sprinkleur et brouillard d'eau est primordial dans les phénomènes d'extinction. Si celui-ci n'est pas toujours renseigné directement par les fabricants, il peut être déterminé à l'aide de la pression d'alimentation et du facteur K de la buse. Ce coefficient relie directement le débit massique à la pression tel que $\dot{m} = K\sqrt{p}$.

La combinaison de ces deux grandeurs permettra ensuite de déterminer une caractéristique importante : le débit d'eau à la surface du combustible, noté \dot{m}_p'' .

La granulométrie permet généralement de différencier tous les systèmes d'aspersion (cf. figure 1.1). Il existe plusieurs façons de décrire le spray en terme de taille de gouttelettes. Une d'entre elles, couramment utilisée, est le diamètre moyen de Sauter, défini par

1. Le point éclair est défini comme la température la plus basse à laquelle un corps combustible émet suffisamment de vapeurs pour former, avec l'air ambiant, un mélange gazeux qui s'enflamme sous l'effet d'une source d'énergie calorifique telle qu'une flamme pilote, mais pas suffisamment pour que la combustion s'entretienne d'elle-même.

$$D_{32} = \frac{\sum_i D_i^3}{\sum_i D_i^2} \quad (1.1)$$

où D_i désigne le diamètre de la $i^{\text{ème}}$ goutte.

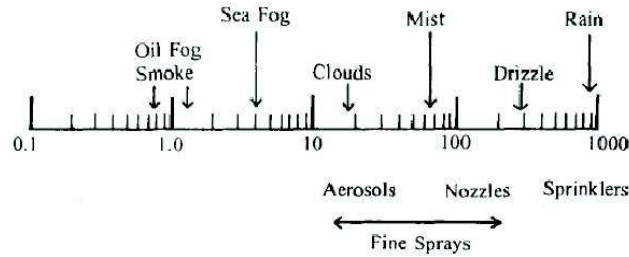


FIGURE 1.1 – Classification des systèmes d'aspersion en fonction du diamètre de gouttes [23] (valeurs en μm)

Les brouillards d'eau ont été définis par la norme NFPA 750 comme étant constitués de gouttes ayant pour diamètre représentatif $D_{V0.99} \leq 1000 \mu\text{m}^2$. Pour comparaison, le diamètre de Sauter est plutôt de l'ordre de $5000 \mu\text{m}$ dans les sprinklers traditionnels. Si ces deux systèmes sont en apparence très proches, l'écart de granulométrie induit des différences au niveau des phénomènes physiques au cours de l'extinction, qui seront détaillés dans la section suivante. Par ailleurs, la polydispersité du spray est à prendre en compte dans la mesure du possible même si la difficulté de sa caractérisation ne laisse parfois d'autre choix que d'utiliser des lois de type log-normale ou Rosin-Rammler par exemple, voire de supposer le spray monodisperse.

1.2 Mécanismes d'extinction

L'eau possède des propriétés physiques très favorables à la suppression des feux. Sa chaleur spécifique et sa chaleur latente de vaporisation élevées permettent une absorption de chaleur conséquente, que ce soit au niveau de la flamme ou du combustible. Par ailleurs, l'eau sous forme de vapeur occupe un volume 1700 fois supérieur à celui qui est le sien sous forme liquide ; l'évaporation des gouttes permet ainsi la dilution de l'oxygène et des vapeurs de combustible dans la zone de réaction. Ces caractéristiques tendraient à favoriser l'utilisation du brouillard d'eau par rapport au sprinkleur a priori puisque la partition d'un même volume en des gouttes de plus petite taille permet d'augmenter considérablement la surface d'échange. Cependant, un système sprinkleur crée des gouttes de masse bien supérieure ; cela leur permet d'obtenir une quantité de mouvement plus élevée, et d'améliorer ainsi leur capacité à pénétrer la flamme et à échanger directement avec le combustible. Les différentes forces de chaque système font qu'il n'y a pas de solution universelle et que l'utilisation du brouillard d'eau ou du sprinkleur dépend de l'application mise en jeu.

2. Cela signifie que 99 % du volume total du brouillard doit être constitué de gouttes dont le diamètre est inférieur à $1000 \mu\text{m}$.

Les premières études sur le brouillard d'eau [8, 43] avaient identifié deux mécanismes d'extinction par brouillard d'eau : l'absorption de chaleur et le déplacement d'oxygène. Il est à noter que l'absorption de chaleur peut être divisée en deux parties : le refroidissement de la flamme et celui du combustible. Depuis, d'autres phénomènes ont été identifiés [31, 37, 30] comme l'atténuation des échanges radiatifs de la flamme vers le combustible, les effets cinétiques et la dilution des vapeurs de combustible.

1.2.1 Absorption de chaleur

1.2.1.1 Refroidissement de la flamme

Le refroidissement de la flamme par spray d'eau est majoritairement attribué à la conversion de l'eau en vapeur qui se déroule lorsque les gouttes pénètrent dans le panache et s'évaporent rapidement. La conséquence d'un point de vue strictement thermique est qu'un feu sera éteint lorsque la température de la flamme générée sera abaissée en dessous de la température critique (concept de température de flamme adiabatique³), marquant ainsi la fin de la réaction de combustion du mélange air / combustible.

1.2.1.2 Refroidissement du combustible

Un feu s'éteindra également lorsque la température de surface du combustible tombera en dessous de sa température d'inflammation⁴ pour les liquides inflammables. Pour refroidir la surface du combustible, le spray doit pénétrer la zone de flamme et atteindre cette surface pour absorber de l'énergie du combustible plus rapidement que la flamme n'en apporte. Le refroidissement et le mouillage du combustible réduisent ainsi le débit de pyrolyse et empêchent la réinflammation lorsque le feu est éteint grâce à ce phénomène. Le refroidissement du combustible est le mécanisme prépondérant dans l'extinction de la plupart des feux de combustibles solides. Les systèmes sprinkleurs ayant une plus grande capacité à pénétrer la flamme et à atteindre la zone de pyrolyse grâce à leur plus grande quantité de mouvement, ils sont souvent préférés pour ce type de foyers.

1.2.2 Privation d'oxygène et dilution des vapeurs de combustible

Dans le cas d'un feu confiné, la privation d'oxygène peut se produire à l'échelle du compartiment ou localement. A l'échelle du compartiment, la concentration en oxygène peut sensiblement diminuer avec l'évaporation rapide des gouttes lors de l'aspersion qui va diluer et déplacer l'oxygène. Cette propriété dépend fortement du taux de dégagement de chaleur, ou HRR (Heat Release Rate), de la température de l'air et du confinement. En effet, la concentration moyenne en oxygène dans une pièce diminue avec le volume de celle-ci et le débit de ventilation pour un

3. La température de flamme adiabatique est la température qui résulte d'un processus de combustion complet et qui ne génère ni travail, ni transfert de chaleur, ni changement d'énergie cinétique ou potentielle.

4. La température d'inflammation est la température la plus basse à laquelle un liquide émet suffisamment de vapeurs pour former avec l'air ambiant un mélange inflammable dont la combustion une fois débutée puisse s'entretenir d'elle-même après retrait de la source d'allumage.

même feu. Cette concentration diminue également du fait de la consommation par le feu et donc avec une augmentation du HRR. Un plus grand HRR et un champ de température plus élevés favoriseront également l'évaporation. Localement, l'expansion volumétrique de l'eau vaporisée évoquée précédemment perturbe l'entraînement de l'air, et donc de l'oxygène, vers le foyer et dilue les vapeurs de combustible. En conséquence, quand ces dernières sont diluées jusqu'à atteindre la limite inférieure d'inflammabilité ou quand la concentration en oxygène nécessaire à la combustion tombe en dessous de la valeur critique, le feu s'éteint.

1.2.3 Atténuation du transfert radiatif

Quand le spray d'eau enveloppe ou atteint la surface de combustible, l'eau peut agir comme bouclier thermique pour empêcher l'apport énergétique par rayonnement de la flamme et des fumées vers le combustible. De plus, la vapeur d'eau créée par évaporation agit comme un milieu semi-transparent, qui ne va transmettre au combustible qu'une partie de l'énergie reçue. Cela a pour conséquence de diminuer le débit de pyrolyse. Ravigururajan et Beltran [45] ont montré que la capacité d'un brouillard à agir comme un bouclier radiatif dépend grandement du diamètre des gouttes et de la densité massique du spray. Ainsi, un même volume d'eau sera plus efficace s'il est atomisé en un brouillard dense de petites gouttes plutôt qu'en un brouillard diffus de grosses gouttes. De plus, cet effet de bouclier empêche la propagation puisque les surfaces non enflammées recevront une quantité d'énergie bien inférieure. Ceci est d'autant plus vrai lorsque les gouttes atteignent directement ces surfaces et créent un film liquide par accumulation.

1.2.4 Effets cinétiques

Les effets cinétiques peuvent résulter aussi bien en l'intensification de la flamme qu'en son extinction. En effet, les mouvements d'air turbulents engendrés par la dynamique du spray et son évaporation vont pouvoir favoriser le mélange entre oxygène et vapeurs de combustible et donc la combustion. Si le spray est injecté à une grande vitesse et génère d'importants mouvements d'air au niveau de la flamme, celle-ci pourra être soufflée de la surface de combustible, amenant alors l'extinction.

1.3 Recherche expérimentale

L'étude et la description des principes fondamentaux de l'extinction de feux de combustibles solides et liquides par brouillard d'eau a débuté dans les années 50, notamment à la suite des travaux de Braidech [8] et Rasbash [43]. Les recherches ont continué dans les années 60 et 70 que ce soit dans les laboratoires publics, l'industrie ou les instituts de recherche [44, 52, 51, 29]. Cependant, dans le même temps ont été introduits et développés les halons 1301 et 1211, des agents extincteurs particulièrement efficaces. La recherche sur l'extinction par sprays d'eau a alors connu un ralentissement conséquent. Néanmoins, il fut rapidement remarqué que les halons ont des conséquences néfastes sur l'environnement et la couche d'ozone. Ainsi, l'interdiction de fabriquer les halons a été proclamée au protocole de Montréal en 1993. Cette annonce a immédiatement relancé les recherches sur l'extinction par sprays d'eau, considérés comme la

meilleure alternative dans de nombreuses applications.

1.3.1 Applications dans le milieu industriel

Parmi les applications touchées par la suppression des halons, nous pouvons notamment citer le domaine maritime et les feux de liquides inflammables intervenant lors de la rupture de conduites de carburant ou de lubrifiants dans les salles des moteurs de bateaux. L'extinction par CO₂ avait tout d'abord été envisagée pour remplacer les halons mais les concentrations nécessaires pour éteindre ce type de feux sont létales et l'utilisation de brouillard d'eau a donc été envisagée. En effet, la possibilité d'utiliser directement de l'eau de mer évite les problèmes de stockage et de toxicité que l'on peut avoir avec le CO₂. Ainsi, Bill et al. [6] ont réalisé 23 essais d'extinction de feux de gazole et d'heptane, de 1 et 6 MW, obstrués ou non, pour deux types de buses et dans des salles de plus de 3000 m³, représentatives de salles des moteurs de bateaux. Leur système de brouillard d'eau s'avère inefficace pour éteindre ces feux. Néanmoins, après diminution de la hauteur du plafond, réduisant le volume à 1000 m³, ils obtiennent l'extinction pour certains des cas testés. Le brouillard d'eau pourrait être selon eux une bonne alternative aux halons pour cette application, si tant est que la technologie soit optimisée. Ils constatent également que la dilution de l'oxygène est le mécanisme d'extinction prépondérant pour des grands feux de combustible liquide en milieu confiné. Back III et al. [4] font cette même constatation pour des salles légèrement plus petites (100-500 m³) et ventilées, pour des feux inaccessibles directement au brouillard d'eau. Ils élaborent également un modèle d'extinction à partir de ces essais. Plus d'informations sur ce modèle seront données à la fin de ce chapitre.

Jusqu'à la fin des années 90, l'utilisation d'aspersion d'eau dans la lutte contre l'incendie en tunnel n'était pas considérée. En effet, ces systèmes n'étaient pas seulement jugés inutiles pour la protection des biens et des personnes, mais les autorités estimaient qu'il était même probable qu'ils augmentent le danger occasionné par un feu de véhicule en tunnel. Il a donc été décidé de poursuivre la seule utilisation de moyens de protections dits "passifs", comme par exemple l'utilisation de matériaux de construction résistants aux hautes températures. Cette politique a été mise en cause suite à divers feux particulièrement destructeurs et meurtriers ayant eu lieu depuis 1996, notamment ceux des tunnels sous la Manche (Novembre 1996, 5 milliards de livres sterling), du Mont-Blanc (Mars 1999, 39 morts), de Tauern (Mai 1999, 12 morts) et de Saint-Gothard (Octobre 2001, 11 morts). Dans le but d'améliorer la sécurité contre l'incendie dans les tunnels, il a été décidé d'ajouter des moyens de lutte "actifs", notamment en équipant les tunnels de systèmes de brouillard d'eau, ce qui a eu pour impact de développer considérablement la recherche dans ce domaine. En 2006, une campagne d'essais à échelle réelle a été mise en place par Marioff Corporation, dont les résultats ont été analysés par Trelles et Mawhinney [32, 55]. 11 tests ont ainsi été réalisés dans un tunnel de section rectangulaire 9.50 m x 5.17 m et de longueur 600 m, mettant en œuvre des empilements de palettes de bois et de polyéthylène permettant ainsi d'étudier des feux de puissances distinctes mais tous deux représentatifs de feux de camions néanmoins. La configuration par défaut permet d'atteindre des puissances de l'ordre de 20 MW au moment de l'aspersion, soit 5 minutes et 40 secondes après le départ du feu. Les buses utilisées ont un facteur K de 5.2 et 5.5 l/min/bar^{0.5}. Elles fonctionnent à des pressions de 80 à 100 bars et sont placées tous les 4 m le long de 3 lignes parallèles distantes chacune de 3.3 m. Au moment de l'aspersion, le HRR n'augmente plus et reste stable à 20 MW. Il a été estimé que la puissance serait de 40 MW dans le même cas sans aspersion. On réduit ainsi le HRR de 50% à l'aide du

brouillard d'eau qui permet au minimum le contrôle du feu, à défaut de l'extinction.

En France, le CSTB a récemment réalisé une campagne de 28 essais à échelle intermédiaire (un tiers) [35]. Le tunnel fait ainsi 2.5 m de diamètre et 43 m de long. Trois combustibles sont utilisés : heptane, bûchers et palettes, les puissances obtenues étant de l'ordre de 2 MW au moment du déclenchement du brouillard d'eau, qui est effectué à l'état quasi-stationnaire à la différence des essais de Marioff Corporation. Les 14 buses (3 en amont du feu, 11 en aval par rapport à la ventilation) fonctionnent à 90 bars et ont un facteur K de 0.58 l/min/bar^{0.5}. L'extinction n'est pas recherchée ici mais plutôt l'interaction entre eau, flamme et fumées. Ainsi, comme pour les essais réalisés par Marioff Corporation, l'extinction n'est pas obtenue à l'aide de ce dispositif mais le HRR est sensiblement réduit dans tous les essais et reste quasi-constant jusqu'à la consommation de la totalité du combustible. Il est toutefois à noter que l'extinction a été observée lorsqu'une buse était placée directement au dessus du foyer.

Un autre domaine où l'utilisation d'eau sous forme de spray est étudiée pour la suppression des feux est la protection des stockages en rack. A l'inverse des applications présentées précédemment, les systèmes sprinklers sont souvent privilégiés pour celle-ci. Parmi les quelques campagnes d'essais réalisées dans ce domaine, nous pouvons citer celle de plus d'une centaine d'essais de Factory Mutual Research Corporation [64] qui consiste en l'extinction de feux de deux types de stockage : le premier ne contenant que des cartons sur des palettes en bois, le second comprenant du polystyrène dans les cartons. Le réseau de sprinklers forme une matrice 8 x 8 située à 30.5 cm au dessus des stockages, chaque tête étant séparée de 30.5 cm de sa voisine. Ce réseau permet d'obtenir des gouttes de 1.1 mm à 2.8 mm et délivre des débits allant de 24 à 315 l/min ; le HRR au moment de l'aspersion est compris entre 1.1 MW à 8.87 MW. Toutes ces gammes dépendent évidemment des conditions de l'essai. Le feu est allumé en bas des stockages tandis que l'eau est appliquée par le haut. De ce fait, elle couvre tout d'abord les surfaces supérieures puis s'écoule en cascade le long du stockage. Si le débit surfacique est suffisamment élevé, la surface en feu va diminuer et le HRR va décroître jusqu'à atteindre l'extinction. S'il n'est pas suffisant, non seulement le feu va continuer à se propager verticalement, mais il va également le faire horizontalement vers les autres racks. Si peu de résultats expérimentaux sont détaillés dans cet article, il a l'intérêt de présenter un modèle d'extinction global qui a servi de base au modèle présent dans FDS [33] ; cette partie sera traitée en détail plus loin dans ce chapitre. Néanmoins, c'est ce même modèle qui a incité Hamins et McGrattan [17, 18] à conduire des essais similaires, mais à échelle réduite, au NIST, le but étant de valider le modèle développé par Yu et al. [64]. Ce modèle dépendant d'un grand nombre de conditions, il a été choisi d'utiliser un dispositif très proche de celui proposé par Factory Mutual Research Corporation. Les conclusions sont similaires, c'est à dire l'occurrence ou non de l'extinction selon le débit d'eau appliqué et le délai de déclenchement du sprinkleur.

1.3.2 Applications en laboratoire

Si toutes ces applications donnent un intérêt industriel à la recherche sur l'aspersion d'eau dans la lutte contre les incendies, la majorité des travaux réalisés s'intéressent en premier lieu à la physique de l'extinction et de la suppression ; l'interaction entre le combustible, la flamme et les gouttes, quelle que puisse en être l'application. Depuis 1995, un grand nombre d'études expérimentales sur les sprays d'eau comme agent extincteur ont été entreprises dans une large gamme de configurations. Parmi ces études, nous pouvons distinguer les feux de combustible

liquide des feux de combustible solide.

1.3.2.1 Feux de combustible liquide

Parmi les travaux notables sur l'extinction de feux de combustible liquide par aspersion d'eau, nous pouvons citer ceux de Kim et al. [24, 25] qui étudient l'extinction d'un feu de bac d'essence par brouillard d'eau à échelle réduite. Dans leur étude, le bac fait 15 cm de diamètre et la distance entre celui-ci et la buse varie de 50 cm à 2 m. L'empreinte du spray est un cône plein et l'aspersion est déclenchée 120 s après le départ du feu. La pression d'injection varie de 4 à 20 bars, permettant alors d'obtenir des débits et des diamètres de gouttes allant respectivement de 0.6 à 1.7 l/min et de 30 à 75 μm . L'angle d'aspersion reste constant, il est de 65° . Ils déterminent qu'à une distance bac/buse donnée correspond une pression critique d'injection. En dessous de celle-ci, le feu ne s'éteint pas et devient même plus puissant que lors d'un essai sans brouillard. Au-delà de cette pression en revanche, il y a extinction. Ils remarquent également que la flamme grandit radialement avec l'activation du brouillard tandis que sa hauteur diminue. Ainsi, les gouttes pénètrent plus facilement le panache et la flamme, leur permettant finalement d'atteindre le combustible. Ils considèrent donc que le mécanisme d'extinction dominant est le refroidissement du combustible. Dans l'étude présentée dans la référence [24], ils utilisent six buses d'angles, d'empreintes, de débits et de granulométries différents. Ils concluent que les plus petites gouttes ne permettent pas d'éteindre les feux, confirmant donc leur observation selon laquelle le refroidissement du combustible joue un rôle important. Ces conclusions sont néanmoins discutables. En effet, l'essence a un point éclair de -40°C , les gouttes ne peuvent donc pas abaisser la température du combustible en dessous de son point éclair, quelle que soit la taille des gouttes. Nous pouvons par ailleurs voir dans [24] que l'extinction nécessite moins d'une demi-seconde d'aspersion. Il paraît improbable que la diminution de la température de surface du bac soit si rapide. Les observations proposées dans cet article laissent plutôt penser que la flamme était soufflée par le brouillard d'eau. Cette conclusion serait cohérente avec le constat que les grosses gouttes éteignent mieux que les petites puisque les grosses génèrent un entraînement d'air plus important.

A la même période, Yao et al. [63] réalisent des essais d'extinction de feux d'éthanol dans une enceinte confinée de 0.6 m x 0.6 m x 0.7 m. Ils disposent de deux bacs de diamètres 7.5 cm et 12.5 cm. La buse de brouillard d'eau utilisée dispose d'un cône de 60° et l'aspersion est déclenchée 160 s après départ du feu. Ils utilisent deux pressions d'injection : 3 et 12 bars, leur permettant d'obtenir des débits de 0.8 et 1.6 ml/s et des gouttes de diamètre de Sauter 80 μm et 72 μm respectivement. Néanmoins, l'essentiel des résultats est présenté pour des débits de 1.6 ml/s. Un cône chauffant est utilisé pour garder une combustion stable. Leur principale conclusion porte sur l'influence du confinement sur l'extinction, puisqu'ils observent que le plus grand feu s'éteint plus facilement que le petit. Une étude comparative avec des feux de combustible solide est également abordée dans ce travail et sera présentée plus loin dans ce chapitre.

Quelques années plus tard, Kim et Ryou [26, 27] étudient l'influence de divers paramètres sur l'extinction de feux de combustible liquide. Ainsi, ils font varier la taille du bac, le combustible (hexane et méthanol), le temps d'activation de l'aspersion et le débit d'eau utilisé pour le brouillard d'eau. La pièce utilisée fait 4 m x 4 m x 2.3 m et le brouillard d'eau a une empreinte sphérique creuse afin d'éviter l'impact des gouttes d'eau sur le bac. Cette démarche a l'avantage de permettre la mesure du HRR par perte de masse du combustible à tout instant, même pen-

nant l'aspersion. Néanmoins, elle se prive ainsi de différents phénomènes physiques importants tels que le refroidissement du combustible ou l'atténuation du rayonnement de la flamme vers le bac. Ils observent ainsi une augmentation du HRR au moment de l'aspersion et celle-ci est d'autant plus grande que le débit d'eau est élevé. En effet, l'aspersion entraîne le déplacement de l'air vers le foyer, amenant ainsi de l'oxygène et favorisant le mélange air-combustible. Une grande partie de leurs travaux a concerné la comparaison avec les simulations réalisées sur FDS. Ces résultats seront présentés plus loin dans ce chapitre.

En France, l'institut PPRIME s'intéresse entre autres à l'influence du brouillard d'eau sur le rayonnement reçu par la surface du combustible, notamment à travers la thèse de Richard [46, 47, 49, 48]. L'expérience met en œuvre un feu de bac d'heptane de 23 cm de diamètre et trois buses de brouillard d'eau orientées vers le foyer, distantes de 70 cm du foyer et placées à une hauteur de 1.3 m. La configuration la plus fréquemment évoquée considère une pression d'application de 1 bar qui permet d'obtenir des débits massiques de gouttes de 3.5 g/s et des diamètres de goutte de 30 μm . Ils remarquent que l'activation du brouillard d'eau altère grandement la structure de la flamme. Lors de l'aspersion, la flamme est très instable et est fréquemment chassée de la surface de combustible. Cette phase est suivie soit de l'extinction soit de la réinflammation. Cette observation est particulièrement vérifiée pour les combustibles dont le point éclair est bas. Par ailleurs, ils observent que la température de la flamme et la concentration en suie diminuent alors que le flux radiatif reçu par la surface du combustible augmente. Ce comportement global de la flamme après aspersion est attribué majoritairement à l'évaporation et à l'effet d'expansion qui y est associé. Les phénomènes d'extinction prédominants sont donc plutôt le refroidissement de la phase gazeuse et l'inertage.

Plus récemment, Yang et al. [62] ont réalisé des feux de gazole dans une pièce de 10 m x 10 m x 5 m. Une porte de 2 m x 2 m permet de ne pas être dans un cas sous-ventilé. L'injection du combustible se fait par spray et des puissances de 6 MW sont atteintes. Le dispositif expérimental comprend quatre buses de brouillard d'eau dont l'empreinte est un cône plein. La pression d'opération est de 100 bars et l'angle d'injection de 96°. Le débit et le diamètre de Sauter des gouttes sont respectivement de 11.9 l/min et 46 μm . Ils distinguent quatre phases durant leurs essais. Tout d'abord, il y a évidemment une montée en puissance du feu jusqu'au moment de l'aspersion. Au moment du déclenchement de l'aspersion, ils remarquent une évaporation importante et donc un refroidissement de la phase gazeuse, pas suffisante cependant pour entraîner l'extinction. Le feu croît donc de nouveau, lentement, jusqu'à un certain moment où l'évaporation devient suffisamment importante pour éteindre le feu. Un des objectifs de ce travail est de comparer les temps d'extinction expérimentaux avec des simulations numériques réalisées sur FDS. Ces comparaisons seront présentées plus loin dans ce chapitre.

1.3.2.2 Feux de combustible solide

Si les feux de combustibles solides sont moins représentés dans la littérature, ils ne sont pas pour autant inexistantes. Nous avons déjà évoqué différents feux de palettes [32, 55] et de stockages en rack [64, 17, 18]. Nous avons également introduit une comparaison entre feux de combustibles solide et liquide réalisée par Yao et al. [63] dans la section précédente. Le processus expérimental est le même que celui présenté plus tôt. Le combustible solide utilisé est un morceau de pin de 100 g dont la surface est équivalente à celle du bac qui avait été utilisé pour les feux d'éthanol. Les puissances atteintes au moment de l'aspersion sont plus faibles que celles obtenues à l'aide

de l'éthanol. La flamme est instantanément supprimée après déclenchement du brouillard d'eau. Bien que le cône chauffant soit toujours en marche, le combustible ne perd plus de masse durant l'aspersion. Après 100 s, le brouillard d'eau est désactivé et l'échantillon recommence à perdre de la masse sous l'action du cône chauffant. Le débit de perte de masse est alors plus faible qu'avant aspersion et correspond à un bûcher braisant. Ainsi, même s'il est plus simple de supprimer la flamme pour le feu de combustible solide, l'extinction totale est beaucoup plus délicate à atteindre pour les solides produisant des braises puisqu'il sera difficile d'éteindre celles-ci à l'aide d'un système de brouillard d'eau et il y aura ainsi un risque de réinflammation. Ils constatent par ailleurs qu'il y a une augmentation du taux de CO et de fumées pendant et après activation du brouillard d'eau.

Xie et al. [59] réalisent des feux de fauteuils dans une pièce de dimensions 3.6 m x 2.4 m x 2.4 m et comprenant une porte de 0.8 m x 2 m. Dans ce travail, le système d'aspersion utilisé est une tête sprinkleur ayant une pression d'opération de 12 bars, placée 1.95 m au dessus du sol. Les gouttes obtenues ont un diamètre de l'ordre de 2 mm et sont injectées à un débit de 50.6 l/min avec un délai de déclenchement de l'aspersion maîtrisé. Le but de cette étude est de relier les différents temps et puissances caractéristiques des essais entre eux. Une des principales relations obtenues est un facteur exponentiel entre la durée nécessaire à l'extinction et le délai de déclenchement de l'aspersion. Le mécanisme d'extinction n'est pas précisé ici mais l'utilisation d'un système sprinkleur plutôt que brouillard d'eau et l'augmentation des temps d'extinction avec le temps d'aspersion permettent de penser que le feu s'éteint par refroidissement et mouillage du combustible.

1.4 Utilisation de l'outil numérique pour l'étude des interactions entre feu et spray d'eau

L'utilisation de la modélisation dans le domaine de la protection et de la lutte contre les incendies est de plus en plus fréquente. Son coût modéré par comparaison aux études expérimentales en fait un complément voire un substitut intéressant dans des études où de nombreux essais réels seraient nécessaires. Dans des configurations relativement simples, les modèles analytiques et numériques sont d'ores et déjà suffisamment précis pour exploiter leurs capacités prédictives.

Cette utilisation croissante de la modélisation a été rendue possible dans un premier temps par l'amélioration de la compréhension de la physique et de la chimie des feux durant ces dernières décennies. Les phénomènes de base, pris indépendamment et dans des configurations simples, sont maîtrisés depuis longtemps, ainsi que l'approche empirique des phénomènes d'incendie. Des avancées significatives ont par ailleurs été réalisées, lorsque le développement d'outils numériques a rendu possible le couplage et la résolution des principales équations de transfert de masse, de mouvement et d'énergie, permettant alors une restitution représentative de phénomènes couplés proches de situations naturelles. Le développement spectaculaire des moyens de calcul a eu pour conséquence un développement massif des techniques d'analyse numérique et des outils de modélisation. L'interaction des principaux modes de transfert thermique mis en œuvre par exemple dans l'aérodynamique en compartiment est à ce jour parfaitement maîtrisable par simulation dite directe. Toutefois l'application de ces outils aux phénomènes d'incendie et d'extinction se heurte, au même titre que d'autres applications de la mécanique des fluides et de l'énergétique, à la prise en compte de phénomènes dont les échelles spatiales et temporelles sont si petites qu'elles rendent

la simulation directe encore inenvisageable, même en tenant compte des meilleures puissances de calcul actuelles. Ces phénomènes, tels que la turbulence, la pyrolyse, ou la vaporisation de gouttes générées par des sprays, doivent encore être modélisés.

Sur le plan numérique, deux approches conceptuellement différentes peuvent être utilisées : les modèles de zones et les méthodes à champs ou modèles CFD (Computational Fluid Dynamics).

1.4.1 Modèles de zones

Les modèles de zones se basent sur le découpage du compartiment en deux ou plusieurs zones (zones de flamme, de panache, d'entraînement, etc.). Les transferts de chaleur et de masse entre ces différentes zones sont déterminés à l'aide de corrélations établies à partir de résultats expérimentaux ou d'équations bilans analytiques simples. Les modèles de zones reposent sur un certain nombre d'hypothèses concernant le choix des zones, leurs limites et leurs échanges. Ils donnent une représentation simplifiée et globale de l'incendie, de l'influence des transferts pariétaux sur la dynamique des feux ou du comportement de différents matériaux soumis au feu. Si les modèles de zones présentent l'avantage de nécessiter des temps de calcul très courts et sont suffisants dans des configurations relativement simples et principalement dans les situations compatibles avec une stratification de fumées, les solutions accessibles aux codes à champs sont bien plus représentatives des phénomènes réels, tout en impliquant des ressources informatiques plus importantes.

1.4.2 Modèles CFD

Les codes à champs quant-à eux sont basés sur la résolution des équations de conservation de la dynamique des fluides. Les plus élaborés prennent en compte la nature turbulente de l'écoulement induit par le feu, le rayonnement du milieu, la combustion turbulente, ainsi que les interactions avec le milieu environnant. L'étude de l'interaction entre un feu et un spray d'eau à l'aide de modèles CFD a débuté dans les années 80. Parmi les travaux les plus anciens, nous pouvons notamment citer ceux de Alpert [2] (en 1985) qui étudie une configuration axisymétrique simple avec une tête sprinkleur située juste au-dessus d'un feu de puissance constante, simulé soit par un jet laminaire, soit par une source volumétrique. Malgré toutes ces simplifications et l'utilisation d'un maillage cubique de 16 mailles de côté, les simulations prennent toujours quelques minutes. Plus tard (en 1994), Chow et Cheung [10] font la modélisation numérique d'une étude expérimentale réalisée deux ans plus tôt. Les champs de température et l'écoulement d'air induit par le feu sont calculés à l'aide d'un système d'équations de conservation pour l'air et l'équation du mouvement pour les gouttes. La concordance avec les résultats expérimentaux est assez nuancée. Si à certains endroits elle est de bonne qualité, il n'en est pas de même près du feu et près des frontières. En effet, le modèle utilisé ne prend pas en compte la combustion, ce qui explique la première lacune, tandis que le manque de données expérimentales pour les conditions aux limites en milieu ouvert explique la seconde. Depuis une dizaine d'années, les modèles permettent plus de complexité en prenant en compte de mieux en mieux la combustion et l'évaporation des gouttelettes notamment. Ainsi, O'Grady et Novozhilov [38] ont repris la même étude que Chow et Cheung avec un modèle plus récent et ont comparé leurs résultats. Comme on pouvait s'y attendre, la qualité des résultats est bien supérieure, notamment grâce à la prise en compte de

l'évaporation des gouttelettes, de la combustion et la meilleure estimation des paramètres du sprinkleur. Ils obtiennent alors des erreurs relatives de 7-8 % pour les vitesses et 10-15 % pour les températures. Hua et al. [19] avaient étudié auparavant l'influence de la taille des gouttes et de l'empreinte du spray sur l'interaction entre celui-ci et le feu, en évaluant notamment l'importance de chacun des mécanismes d'extinction. Ils remarquent également que si un débit d'eau minimal est nécessaire pour permettre l'extinction, confortant ainsi les observations de Kim et al. [24, 25], il existe également une valeur maximale au delà de laquelle l'efficacité du système de suppression n'augmente plus. Snegirev et Lipjainen [50] se sont intéressés aux différences physiques qu'il peut y avoir entre l'extinction par de petites ou de grosses gouttes, et à leur modélisation. Ainsi, ils concluent que la modélisation de brouillards d'eau très fins requiert des capacités de calcul bien plus importantes que celle d'un sprinkleur, certains effets étant négligeables pour de grosses gouttes et non pour des petites, comme par exemple la dispersion turbulente des gouttes. Parmi les développements à apporter au modèle, ils citent entre autres la prise en compte de l'atténuation du rayonnement par les gouttes ainsi que l'amélioration du modèle d'extinction de la flamme. Ces travaux traitent souvent l'aspersion sous forme Lagrangienne⁵.

Parmi les travaux notables sur la modélisation Eulérienne⁶ des sprays, nous pouvons citer ceux de Prasad et al. qui l'ont appliquée d'abord sur des feux de méthanol à petite échelle [41, 42] puis sur des feux confinés à grande échelle. L'équation de l'énergie est résolue dans le bac pour modéliser l'évolution thermique tandis qu'une loi de Clausius-Clapeyron est utilisée pour déterminer le débit de pyrolyse. Les résultats de leur première étude indiquent que le refroidissement de la phase gazeuse et du combustible a un effet important sur la suppression du feu tandis que l'influence de la dilution de l'oxygène est assez faible. Ils montrent aussi que le placement de la buse à 45° par rapport au bac optimiserait la suppression. De plus, le fait que la poussée du brouillard d'eau ne lui permette pas de pénétrer la flamme fait qu'une injection du sol vers le haut serait plus efficace qu'une injection au dessus du bac. Ces conclusions sont à confronter avec leur seconde étude [42] dans laquelle ils observent qu'une buse placée au dessus du feu supprimerait mieux le feu qu'une placée au sol. Si la différence d'échelle pourrait à elle seule expliquer ce phénomène, le manque d'études expérimentales ne permet pas d'infirmer ni de confirmer cette supposition. Nmira s'est intéressée à l'aspersion sur des feux en tunnel ventilé [37] dans laquelle les sprays sont simulés à l'aide d'une méthode des moments. Une étude numérique sur une géométrie axisymétrique avec une buse située directement au dessus du feu est d'abord réalisée, il en découle que l'extinction se fait par affaiblissement du transfert radiatif vers la surface du combustible. L'application au tunnel ventilé est ensuite détaillée. A cette échelle, il est impossible d'éteindre le feu une fois qu'il a atteint l'état stationnaire, il faut donc avoir un débit d'eau conséquent durant la phase transitoire de montée en puissance du feu. Par ailleurs, l'efficacité du brouillard est directement liée à sa dynamique puisque l'interaction spray / panache est gouvernée par les caractéristiques du spray et la configuration étudiée (type de feu, puissance, configuration géométrique).

5. La représentation lagrangienne consiste à suivre dans le temps les particules fluides le long de leur trajectoire : c'est une description intuitive de leur mouvement. Ici, l'observateur se déplace avec le même mouvement que les particules.

6. La représentation eulérienne décrit le champ de vitesses qui associe à chaque point un vecteur vitesse. Ici, l'observateur est à une position fixe et regarde passer les particules fluides.

1.4.3 FDS

FDS est un logiciel CFD libre développé par le NIST, dont la première version est sortie en février 2000. Il résout numériquement une forme d'équations de Navier-Stokes adaptée aux écoulements à petite vitesse, anisothermes, avec l'accent mis sur le transport de fumées et de chaleur issues du feu. Les sprays sont modélisés à l'aide de particules lagrangiennes. FDS a été développé dans le but de résoudre les problèmes pratiques d'ingénierie de protection contre les incendies, tout en fournissant un outil d'étude fondamentale de la dynamique des feux et de la combustion. A l'heure actuelle, environ la moitié des applications de ce logiciel a concerné la caractérisation de systèmes de désenfumage et de systèmes sprinkleurs ou de détection [34]. L'autre moitié consiste en la reconstitution de feux dans les cadres industriel et résidentiel. Il a également été utilisé pour évaluer les techniques de lutte contre les incendies dans des situations où un backdraft pouvait avoir lieu [15].

Parmi les travaux utilisant FDS dans le cadre de feux sans suppression, nous pouvons citer ceux de Chen et al. [9] qui ont fait un essai expérimental d'incendie dans un bureau meublé et sa modélisation sur FDS. L'influence de plusieurs paramètres a été évaluée : le maillage, le matériau du combustible, le taux minimum d'oxygène nécessaire à la combustion. Il en ressort que FDS se comporte bien qualitativement mais reste loin des valeurs expérimentales, notamment pour les températures. Le même constat a été fait par Xiao [58] pour des écoulements à travers une porte induits par un feu se situant à quelques mètres de celle-ci. Après la sortie de la version 5, D. Yang et al. [60] ont comparé plusieurs modèles de combustion avec des données expérimentales de feux confinés. Il en ressort que le HRR est bien mieux prédit qu'avec la version précédente, tandis que la prédiction des températures, notamment en couche haute, est toujours perfectible.

La majorité des travaux cités ci-dessous consiste en une comparaison entre résultats expérimentaux et numériques. Les résultats expérimentaux ont donc déjà été présentés plus tôt dans ce chapitre et nous ne rappellerons que brièvement le dispositif expérimental le cas échéant.

La multiplication des travaux faisant intervenir la modélisation de sprays d'eau à l'aide de FDS est assez récente. Néanmoins, Kim et Ryou avaient d'ores et déjà fait une étude consécutive [26, 27] sur les capacités du logiciel à prédire l'extinction par brouillard d'eau. Pour ce faire, ils réalisent des essais de feux avec et sans brouillard d'eau, pour deux combustibles (méthanol et hexane), le tout dans une salle à échelle réelle. Ils font ensuite la comparaison avec leurs valeurs numériques et constatent une bonne adéquation pour l'évolution de la température moyenne dans le temps. En revanche, FDS ne parvient pas à déterminer l'extinction pour le feu d'hexane. Ils remettent en cause le critère qui consiste à déterminer l'extinction à l'aide d'une concentration globale en oxygène. Ils proposent de prendre en compte le refroidissement de la source du feu, la dilution de l'oxygène et la concentration locale en oxygène. Il faut toutefois préciser que ce modèle est resté inchangé jusqu'à la version 5. Celui-ci a d'ailleurs été testé de nouveau par Yang et al. [62] sur cette version. Les simulations numériques ont été confrontées à des expériences à échelle réelle d'un feu de 6 MW éteint par 4 têtes de brouillard d'eau. Il en ressort que les résultats obtenus sur FDS sont extrêmement dépendants du maillage utilisé puisque pour 6 tailles de cellules différentes, les temps d'extinction calculés vont de 45 à 61 secondes alors que le temps d'extinction expérimental est de 73 secondes. De toute évidence, ces résultats montrent que le critère d'extinction n'est toujours pas satisfaisant. Les capacités de FDS à déterminer l'extinction à l'aide d'une concentration locale en oxygène ont été évaluées, comme proposé dans des travaux plus anciens. Les résultats sont d'autant moins acceptables et

complètement aléatoires selon le maillage utilisé. Cong et al. [11] comparent également une étude expérimentale et numérique, mais pour un feu de PMMA. Les résultats sont en bonne concordance avec les essais et établissent une chronologie des mécanismes d'extinction. En effet, si au début le refroidissement de la flamme et la dilution de l'oxygène dominent le phénomène, au bout d'un certain temps, quand un nombre conséquent de gouttes a atteint la surface, le refroidissement et le mouillage du combustible vont être prépondérants et vont contrôler la combustion. Des différences sur le HRR avaient été remarquées, mais il faut noter que ces travaux avaient été réalisés avec une ancienne version de FDS (version 3), or, le modèle de combustion a été amélioré depuis, comme dit précédemment. Trelles et Mawhinney [55] ont suivi la même démarche mais à une échelle bien plus grande, comme indiqué plus tôt dans ce chapitre. FDS arrive à prédire la température moyenne du tunnel avant et après l'activation du brouillard d'eau. Ils concluent en insistant sur le fait que la modélisation sur la base de logiciels CFD possède un fort potentiel quant à l'analyse des performances de ces systèmes de suppression pour de grands et complexes essais d'incendies.

1.5 Evolution des modèles d'extinction

1.5.1 Analyse bibliographique

Les travaux concernant le développement de modèles déterminant l'évolution du HRR durant l'aspersion jusqu'à extinction ont été entrepris à partir des années 90. Ainsi, en 1996, Nam [36] développe un modèle numérique prenant en compte l'interaction entre un panache et un spray de type sprinkleur. Dans sa conclusion, il reconnaît que la réduction du HRR due à l'aspersion ne peut être prédite.

Deux ans auparavant, Yu et al. [64] ont réalisé une campagne d'essais et ont extrait de leurs résultats expérimentaux (présentés plus tôt) un modèle semi-empirique. Ils écrivent ainsi un bilan d'énergie sur la surface de combustible subissant une réaction de pyrolyse et après une prise en compte de certaines hypothèses simplificatrices, ils parviennent à une décroissance exponentielle du HRR avec le temps après activation du spray

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_0 e^{-k(t-t_0)} \quad (1.2)$$

où \dot{Q}_0 est le HRR total au moment du déclenchement du sprinkleur (t_0) et k est une variable dépendant du combustible et du débit surfacique de gouttes atteignant celui-ci, \dot{m}_p'' .

Ce modèle a ensuite été conforté par des expériences menées par Hamins et McGrattan [17, 18] (également présentées plus tôt) qui ont donc décidé de l'adapter afin de l'intégrer à FDS. Le modèle implémenté est décrit plus en détail ci-après.

A l'instar de Yu et al. [64], Back III et al. [4] ont écrit un modèle d'extinction basé sur l'écriture d'un bilan d'énergie. Ils parviennent finalement à une écriture du temps d'extinction en fonction de la taille du feu, de la géométrie du compartiment, de la surface de l'aération et du débit d'eau. Le défaut de ce modèle est qu'il ne prend pas en compte l'interaction entre l'eau et la flamme. Ainsi, il ne pourra servir que dans des cas où l'extinction a lieu par manque d'oxygène

ou par dilution, par exemple lorsque des obstructions empêchent le spray d'interagir directement avec le feu. Dans de telles configurations, le modèle a été validé pour des feux d'hydrocarbures, qu'ils soient dans un bac ou injectés par spray.

Plus récemment, Yang et al. [61] ont tenté de valider une équation permettant de déterminer le temps d'extinction à l'aide d'essais expérimentaux. Ils réalisent donc des feux de bacs d'heptane de différentes tailles dans une pièce de 4.6 m x 3.3 m x 4.0 m. Une porte de 1.5 m x 2 m permet de ne pas se retrouver dans un cas sous-ventilé. Les buses de brouillard d'eau utilisées produisent un cône d'angle d'aspersion de 90° et un facteur K de 1.3 l/min/bar^{-0.5}. La pression, et donc le débit et la granulométrie, varient selon les essais. Le nombre de buses utilisées dans les essais est également variable. Ils trouvent un bon accord entre les résultats expérimentaux et les prédictions faites par le modèle. Celui-ci, également issu de bilans de masse et d'énergie, présente l'inconvénient de devoir fournir la température de flamme au moment de l'extinction comme donnée d'entrée. Ainsi, même si le modèle a été validé par les essais réalisés dans cette même étude, il ne permet toujours pas de réaliser une approche prédictive.

1.5.2 Modèles d'extinction dans FDS

A l'heure actuelle, trois phénomènes peuvent amener à l'extinction dans FDS :

- défaut de combustible ;
- effet d'inertage / refroidissement de la flamme ;
- refroidissement du combustible pour un cas avec HRR prescrit et aspersion.

1.5.2.1 Refroidissement du combustible

Le modèle représentant le refroidissement du combustible par des gouttes d'eau a été décrit précédemment (équation 1.2). Toutefois, cette approche est basée sur des débits de pyrolyse et d'eau globaux alors que la réduction du HRR est modélisée localement dans FDS. Il serait donc inapproprié d'utiliser un modèle de suppression global *a priori*. Cependant, la nature exponentielle de la suppression par eau est observée à la fois globalement et localement [18, 17]. C'est pourquoi ce modèle a été implémenté dans FDS, et décrit donc le débit de pyrolyse surfacique local sous la forme

$$\dot{m}_f''(t) = \dot{m}_{f,0}'' e^{-\int k(t) dt} \quad (1.3)$$

où $\dot{m}_{f,0}$ est le débit de pyrolyse surfacique au moment du déclenchement de l'aspersion et $k(t)$ est une fonction linéaire de la masse locale d'eau par unité de surface $m_{p/f}''$ exprimée en kg/m²

$$k(t) = a m_{p/f}''(t) \quad (1.4)$$

a est une constante empirique. Elle est la donnée d'entrée "E_COEFFICIENT" dans les simulations FDS. Cette constante utilisée comme paramètre d'ajustement pour la simulations de

cas expérimentaux spécifiques ne permet donc pas de faire des simulations prédictives.

1.5.2.2 Inertage / refroidissement de la flamme

Le critère d'extinction de FDS utilise le concept de température de flamme adiabatique [5], en dessous de laquelle la combustion n'est pas autorisée. Ce modèle examine une cellule et détermine si la combustion dans celle-ci élèverait la température du mélange gazeux au-delà de la température critique dans des conditions stœchiométriques. Il est détaillé ci-dessous. Pour les hydrocarbures notamment, la température de flamme adiabatique est de l'ordre de 1600 ± 100 K [12].

FDS 5 Intégré à FDS depuis la version 2, ce modèle existait sous une forme simplifiée jusqu'à la version 5. Ainsi, il examine uniquement les concentrations en vapeurs de combustible et en oxygène et suppose que l'air a une chaleur spécifique constante. Le critère résultant de ces simplifications est une fonction linéaire liant la concentration en oxygène et la température de flamme critiques localement dans chaque cellule. On a donc deux zones, où la combustion est autorisée ou non. Nous pouvons voir sur la figure 1.2 la façon dont FDS gère l'extinction par inertage et refroidissement de la flamme dans la version 5. Ainsi, si la concentration en oxygène est de 10 % et la température des gaz de 1000°C , la combustion est possible. Si en revanche la température des gaz est de 600°C et le taux d'oxygène de 5 %, il ne peut y avoir combustion. Les deux valeurs critiques sont 1427°C et 15 %.

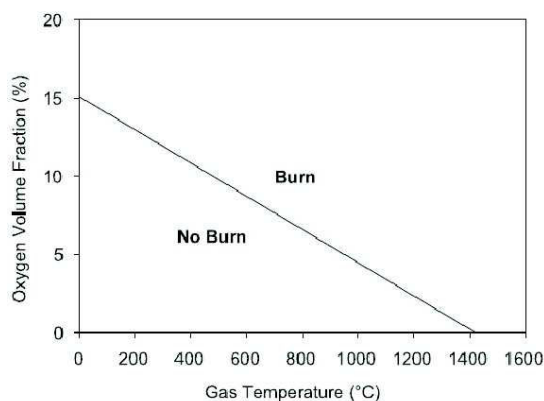


FIGURE 1.2 – Espace des phases Oxygène-Température montrant où la combustion est autorisée et où elle ne l'est pas.

Cette approche pose deux problèmes fondamentaux. D'abord, la chaleur spécifique varie entre une température ambiante et une température de flamme (pour l'air, elle augmente de 25 %). Ensuite, les gaz diluants peuvent avoir une chaleur spécifique significativement différente de celle de l'air. Celle de la vapeur d'eau est deux fois plus importante par exemple. Ces deux problèmes conduisent à de mauvaises prédictions de l'extinction dans FDS.

Ce critère a donc été amélioré pour la version suivante de FDS, actuellement disponible en version RC (Release Candidate), et prend en compte les travaux de Vaari et al. [56]. Les modifications sont décrites ci-après.

FDS 6 Comme indiqué ci-dessus, le critère d'extinction dans FDS 6 part du même concept, décrit par Beyler [5], que celui utilisé dans FDS 5, si ce n'est qu'il prend maintenant en compte les autres espèces que l'oxygène et le combustible, ainsi que l'évolution de leur chaleur spécifique avec la température.

Les changements de fractions massiques du combustible et du mélange gazeux dus à la combustion s'écrivent

$$\Delta Y_f = \text{MIN}(Y_f, Y_{O_2}/s) \quad ; \quad \Delta Y_g = s \Delta Y_f \frac{1 - Y_f}{Y_{O_2}} \quad ; \quad s = \frac{\nu_{O_2} M_{O_2}}{M_f} \quad (1.5)$$

où Y_f , Y_{O_2} et Y_g représentent respectivement les fractions massiques du combustible, de l'oxygène et du mélange gazeux, ν est le rendement et M est la masse moléculaire de l'espèce correspondante.

Les différences d'enthalpies sont

$$\Delta H_f = H_f(T_L) - H_f(T_g) \quad ; \quad \Delta H_g = H_g(T_L) - H_g(T_g) \quad (1.6)$$

avec

$$H_g = \sum_{\alpha} Y_{\alpha} H_{\alpha} \quad ; \quad H_{\alpha}(T) = \int_{T_0}^T c_{p,\alpha}(T') dT' \quad (1.7)$$

où H est l'enthalpie, T la température et c_p la chaleur spécifique de l'espèce indiquée α . T_L est la température de flamme critique.

La combustion n'est pas autorisée et l'extinction locale est atteinte si la différence d'enthalpie entre les deux températures est plus grande que la chaleur de combustion de ce mélange (c'est à dire s'il n'y a pas assez d'énergie dégagée par la combustion pour élever la température du gaz au-delà de la température de flamme critique) :

$$\Delta Y_f \Delta H_f + \Delta Y_g \Delta H_g > \Delta Y_f \Delta H_C \quad (1.8)$$

avec ΔH_C la chaleur de combustion.

Ces changements ont été validés sur un certain nombre d'essais expérimentaux utilisant des gaz inertes comme agents extincteurs [56]. Récemment, Vaari et al. [57] ont tenté de valider ce modèle pour l'extinction de feux de bacs par brouillard d'eau à échelle réelle. L'essai modélisé est tiré du projet de recherche VINNOVA, dirigé par SP Fire Technology dont certains résultats sont présentés par Arvidson et Hertzberg dans [3]. L'essai, qui sera étudié en détail dans les chapitres 4 et 5 consiste en l'extinction par brouillard d'eau d'un feu de bac d'heptane obstrué, de 1 m², dans un local de 500 m³. Quatre buses délivrent au total un débit d'eau de 60 l/min à 70 bar. L'angle du cône d'aspersion est de 10° et les gouttes ont un diamètre moyen de 80 μm. L'obstruction, le point éclair de l'heptane et le petit angle d'aspersion nous permettent de conclure que l'extinction

avait lieu dans cet essai par combinaison des effets d'inertage et de refroidissement de la phase gazeuse.

La comparaison entre résultats expérimentaux et numériques est faite sur l'évolution du débit de pyrolyse avec le temps durant la phase d'extinction. Cette comparaison est rendue possible par la présence de l'obstruction qui empêche les gouttes d'impacter le bac et donc d'avoir une influence sur la masse pesée. Une analyse de sensibilité à la température de flamme adiabatique et à la production de CO a été réalisée et ils constatent un très bon accord entre expérience et simulation pour une valeur de température de flamme adiabatique de 1500°C. Lorsque la production de CO n'est pas prise en compte, la décroissance est trop importante. Pour une température de flamme adiabatique de 1200°C, la conséquence est opposée. Ce modèle nécessite donc la connaissance de la température de flamme adiabatique (valeurs approchées disponibles dans la littérature pour un grand nombre de combustibles), de la production de CO et une simulation particulièrement réaliste du brouillard d'eau, l'évaporation jouant un rôle important dans celui-ci. A l'heure actuelle, ce travail constitue la seule tentative de validation du critère d'extinction de FDS 6 avec utilisation de l'eau comme agent extincteur. Néanmoins, la validation de ce critère pour des configurations diverses constituerait une avancée conséquente pour la modélisation numérique de l'extinction par refroidissement de la flamme et inertage.

1.6 Bilan

Cette synthèse bibliographique confirme que les modèles d'extinction sont à l'heure actuelle insuffisants et trop peu prédictifs et justifie ainsi ce travail de thèse. Afin d'évaluer la qualité des modèles existants et de valider celui qui sera amené à être développé dans le cadre de cette étude, nous avons cherché dans la littérature des essais expérimentaux détaillés et correspondant à notre thématique. Néanmoins, même si les campagnes d'essais décrites dans ce chapitre ont apporté une base de connaissance incontestable sur l'interaction eau-feu-fumées et l'extinction qui peut en découler, elles sont malheureusement insuffisamment documentées pour que l'on puisse réaliser des simulations numériques et comparer les résultats avec les données expérimentales. Ce constat a justifié la mise en place d'essais expérimentaux dans ce travail de thèse, bénéficiant par ailleurs de l'expérience du CNPP dans ce domaine. Par ailleurs, nous avons pu constater qu'une majorité des travaux numériques présents dans la littérature a été réalisée à l'aide du logiciel FDS, confortant notre position sur l'utilisation de celui-ci.

Chapitre 2

Dispositif expérimental

Sommaire

2.1	Présentation de la pièce	23
2.2	Instrumentation	25
2.3	Détermination du HRR	27
2.3.1	Par mesure de perte de masse de combustible	27
2.3.2	Par mesure de consommation d'oxygène	29
2.3.3	Influence du CO ₂ et du CO dans le calcul du HRR	32
2.4	Incertitudes de mesure	35
2.5	Mode opératoire d'un essai	35
2.6	Répétabilité	36
2.6.1	Répétabilité des essais de fioul	37
2.6.2	Répétabilité des essais d'heptane	41
2.7	Bilan	45

Le but de notre démarche expérimentale est d'évaluer l'influence d'un maximum de variables sur les phénomènes d'extinction par spray d'eau. Les principaux paramètres que nous souhaitons étudier dans cette campagne sont : le type de combustible, la puissance du foyer et le débit d'injection d'eau. C'est dans cette optique que le dispositif expérimental a été conçu, comme nous pourrons le voir dans ce chapitre. Les résultats de cette campagne serviront tout d'abord à la compréhension des phénomènes physiques induits par l'aspersion d'eau sur un feu puis ils seront utilisés pour la validation du code FDS, que ce soit dans sa version par défaut ou après modification.

2.1 Présentation de la pièce

Les principales caractéristiques de la salle utilisée pour les essais expérimentaux (figure 2.1) sont présentées dans le tableau 2.1.

Le local est équipé par défaut d'un réseau "sprinkleur" (2 têtes) et d'un réseau "brouillard d'eau" (4 têtes). Il comprend également une ventilation mécanique qui évite de se retrouver en

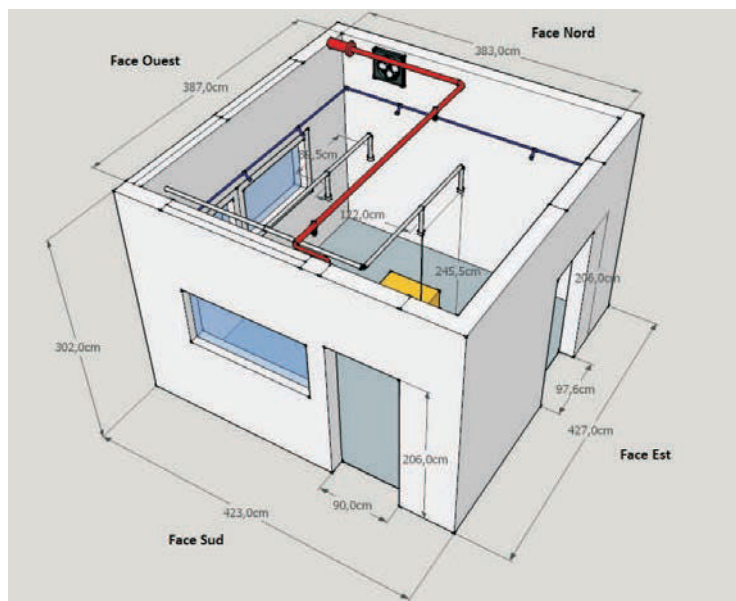


FIGURE 2.1 – Configuration du dispositif expérimental

situation sous-ventilée. Les caractéristiques des buses utilisées sont décrites dans le tableau 2.2. Parmi les principales caractéristiques, nous pouvons remarquer un débit d'eau de 6.3 l/min/buse, soit 25.2 l/min pour les quatre buses. Des gouttes relativement petites sont utilisées puisqu'elles ont un diamètre moyen $D_{32} = 112 \mu\text{m}$.

Le principal objectif des essais expérimentaux est de comprendre l'effet du brouillard d'eau sur le feu, en particulier sur sa puissance et donc sur le temps d'extinction. Ainsi, un certain nombre de grandeurs sont variables afin de pouvoir étudier un maximum de configurations.

Par défaut, le foyer est situé au centre des 4 buses (et donc au centre de la pièce), qui sont à une hauteur de 2.45 m par rapport au sol. Dans un premier temps, le fioul a été jugé le combustible le plus approprié pour les essais. En effet, son point éclair (environ 65°C) permet une manipulation en toute sécurité, ses caractéristiques de débit de pyrolyse sont bien connues et il est un choix pertinent dans le domaine de la sécurité incendie et de la protection par brouillard d'eau. Son faible coût permet en outre de réaliser un grand nombre d'essais, ce qui n'aurait pas été possible avec d'autres combustibles. Trois bacs sont étudiés, dont les diamètres sont 25 cm, 35 cm et 56 cm. Cela nous donne une gamme de puissance appréciable qui nous permettra d'observer des mécanismes d'extinction différents selon les cas. D'autres combustibles ont été utilisés à des fins de comparaison. Nous avons ainsi réalisé des feux d'heptane et de bûchers, ce qui nous permettra d'étudier également l'extinction de combustibles solides à l'aide de brouillards d'eau.

L'ensemble des caractéristiques des 84 essais mis en place est indiqué dans le tableau 2.5, à la fin de ce chapitre. Nous pouvons y voir figurer le nom, le temps de déclenchement de l'aspersion, le combustible, le diamètre du bac (pour les combustibles liquides), le nombre de buses utilisées et le placement du foyer par rapport à celles-ci pour chaque essai. La démarche expérimentale utilisée a permis d'étudier 7 configurations principales :

- bac de fioul de diamètre 35 cm et 4 buses de brouillard d'eau (essais 7 à 22) ;
- bac de fioul de diamètre 35 cm et 2 buses de brouillard d'eau (essais 23 à 27) ;

Dimensions	3.87 m x 3.83 m x 3.02 m
Murs	Béton, 20 cm d'épaisseur
Plafond	Contreplaqué, 2 cm d'épaisseur. Au centre, 2 plaques de plâtre de 1 m x 0.5 m, 2 cm d'épaisseur
Autres caractéristiques	Face Ouest : 2 fenêtres en verre de 1.30 m x 0.80 m Face Est : 1 porte en acier de 2.06 m x 0.97 m, 3 mm d'épaisseur. Présence de volets en partie basse pour créer une ouverture sur l'extérieur Face Nord : ventilation contrôlée en partie haute, débit = 0.43 m ³ /s soit un renouvellement horaire d'environ 35 volumes.h ⁻¹ Face Sud : 1 porte en verre de 2.06 m x 0.90 m, 5 mm d'épaisseur et 1 fenêtre en verre de 1.60 m x 0.80 m, 5 mm d'épaisseur

TABLEAU 2.1 – Caractéristiques de la salle d'essais

Buse	7 orifices
Pression nominale	10 bars
Débit	6.3 l/min/buse
Angle de projection	130°
D ₃₂	112 μm
facteur <i>K</i>	2 l/min/atm ^{1/2}

TABLEAU 2.2 – Caractéristiques du brouillard d'eau

- bac de fioul de diamètre 35 cm et 1 buse de brouillard d'eau (essais 28 à 30) ;
- bac de fioul de diamètre 25 cm et 4 buses de brouillard d'eau (essais 31 à 38) ;
- bac d'heptane de diamètre 25 cm et 4 buses de brouillard d'eau (essais 39 à 56) ;
- bac d'heptane de diamètre 35 cm et 4 buses de brouillard d'eau (essais 57 à 62) ;
- bûcher et 4 buses de brouillard d'eau (essais 63 à 69) ;
- bac de gazole de diamètre 25 cm et 4 buses de brouillard d'eau avec mesure de température de surface de combustible (essais 70 à 76) ;
- bac de gazole de diamètre 35 cm et 4 buses de brouillard d'eau (essais 77 à 81) avec mesure de température de surface de combustible.

Nous pouvons constater dans le tableau 2.5 que les feux de bûcher ont une caractéristique "Premier déclenchement du brouillard d'eau". Contrairement aux feux de bac, les feux de bûcher sont particulièrement longs à éteindre et ont pu nécessiter plusieurs aspersion avant d'obtenir l'extinction. En effet, le système d'aspersion s'arrête automatiquement environ douze minutes après l'activation et ne peut être relancé qu'après quelques secondes. La valeur du temps de déclenchement du brouillard d'eau correspond donc au moment de la première aspersion dans le tableau 2.5.

2.2 Instrumentation

La salle a été équipée d'une vingtaine de capteurs, dont treize thermocouples de type K et de diamètre 1 mm. Un premier arbre comprenant quatre thermocouples (A1) se situe au

dessus de la flamme, le second (A2) sur la diagonale Nord-Est, à 1.40 m du centre. Sur chaque arbre, les capteurs sont placés à des hauteurs de 0.50 m, 1.50 m, 2.50 m et 2.90 m. Trois autres thermocouples ont été installés près des faces Sud et Nord à 2.90 m du sol, nous permettant de bien mesurer la température dans la couche haute. Enfin, deux thermocouples ont été placés respectivement sur les fenêtres de la face Sud et Ouest, face au feu afin de prévenir les risques liés à une montée en température des vitres.

Un analyseur d'oxygène prélève les gaz sortant par la ventilation mécanique. Il est accompagné d'analyseurs de CO₂ et CO dans certains essais. Dans ce cas, cela sera spécifié dans le tableau 2.5. Ces mesures permettent ensuite de déterminer la puissance du feu après activation du brouillard d'eau comme nous pourrions le voir ci-après.

Une balance a été placée sous le bac afin de mesurer la masse de combustible. La perte de masse observée durant les essais (des résultats expérimentaux types seront détaillés plus loin dans ce chapitre) correspond donc à la masse de combustible ayant pyrolysé. Après avoir lissé puis dérivé les courbes expérimentales, nous obtenons le débit de pyrolyse qui nous permet ensuite d'estimer la puissance du feu lorsque le brouillard d'eau n'est pas activé. Cette méthode est présentée dans la section suivante.

Pour les premiers essais (essais ep_1 à 11), un fluxmètre a été utilisé comme indicateur pour évaluer l'évolution du feu dans le temps. Peu de crédit y est apporté quantitativement, surtout dans les essais avec brouillard d'eau. En effet, le refroidissement de l'instrument par les gouttes ainsi que l'atténuation du rayonnement entre la flamme et le fluxmètre ne permettent pas d'exploiter les valeurs mesurées. Néanmoins, un certain nombre d'informations peut en être extrait qualitativement.

L'abandon du fluxmètre et des analyseurs de CO₂ et CO à partir de l'essai 12 a permis d'ajouter d'autres capteurs. Il a été choisi d'intégrer un peigne de cinq thermocouples de type K de diamètre 0.5 mm dans le bac, séparés de 0.5 mm suivant la verticale, le but étant de mesurer à tout moment une température proche de celle de la surface du combustible. Cela pourrait permettre de confirmer par la mesure que le feu s'éteint par refroidissement du combustible dans les cas où ce serait le phénomène d'extinction dominant. C'est pourquoi ces cinq thermocouples ne sont utilisés que pour des feux de fioul, le point éclair de l'heptane (-4°C) ne nous permettant pas de nous retrouver dans de telles configurations. Pour les essais 70 à 81, la mesure de surface de combustible a été améliorée grâce à la mise en place d'un flotteur permettant de garder le thermocouple sur (ou au moins très proche de) la surface de combustible.

Toutes ces données sont ensuite recueillies par une centrale d'acquisition qui traite les signaux. Dans nos cas, il s'agissait d'une DAQSTATION DX200 de Yokogawa, d'une SA 70 d'AOIP ou d'une GL 820 de Graphtec, selon les disponibilités.

Au préalable, le débit d'air en extraction a dû être évalué. Pour ce faire, un anémomètre a été utilisé afin de déterminer un champ de vitesse au niveau de la ventilation qui a ensuite été intégré sur la surface effective de l'extraction. Cette technique donne lieu à des incertitudes mais l'erreur de l'appareil est inférieure à celle engendrée par sa manipulation. C'est pourquoi le calcul d'incertitudes n'a pas été présenté ci-après. Ces erreurs ne pouvant cependant pas être négligées, une analyse de sensibilité a été réalisée avec un écart maximal de 20% avec la valeur mesurée. Le débit d'air en extraction vaut 0.43 m³/s et induit un renouvellement d'air d'environ 35 volumes.h⁻¹. Nous nous situons donc dans des cas de feux confinés et ventilés.

Nous définissons le temps d’extinction comme la différence entre l’instant où l’extinction est observée et l’instant de déclenchement de l’aspersion. Nous l’avons déterminé de trois manières différentes :

- visuellement, à l’aide d’enregistrements vidéos ($t_{ext,vid}$);
- à l’aide des thermocouples situés dans la phase gazeuse et particulièrement dans la flamme. L’extinction est supposée effective lorsque la température est stabilisée après refroidissement rapide, l’enregistrement de la température ne présentant plus de variations marquées dues au battement de la flamme ou aux effets de turbulence ($t_{ext,th\ gaz}$);
- à l’aide des thermocouples situés dans le combustible. Le thermocouple situé le plus près de l’interface air/combustible est alors analysé. Lorsque la température mesurée par celui-ci tombe en-dessous de la température d’inflammation, l’extinction est atteinte. Cette méthode n’est utilisée que pour les feux de fioul ($t_{ext,th\ comb}$).

2.3 Détermination du HRR

Il existe différentes façons de déterminer expérimentalement la puissance d’un feu. Nous avons utilisé lors de ce travail les méthodes de perte de masse de combustible et de consommation d’oxygène, qui sont présentées ci-après.

2.3.1 Par mesure de perte de masse de combustible

La première méthode consiste à déterminer la puissance à l’aide du débit de pyrolyse, telle que

$$\text{HRR} = \dot{m}_{pyro} \chi \Delta H_c \quad (2.1)$$

avec \dot{m}_{pyro} le débit de pyrolyse, ΔH_c la chaleur de combustion et χ le rendement de la réaction de combustion.

La chaleur de combustion est habituellement donnée pour une réaction complète, ce qui n’est pas le cas dans nos essais. Le rendement traduit le caractère incomplet de ces réactions de combustion et est généralement compris entre 0.7 et 1. Notons que pour les combustibles utilisés pour nos essais, les valeurs sont de 0.69 pour le bûcher, 0.84 pour le fioul et le gazole et de 0.92 pour l’heptane [53]. Le débit de pyrolyse est aisément accessible expérimentalement puisqu’il s’agit en fait de la vitesse de perte de masse de combustible, mesurée à l’aide d’une balance. Après activation du brouillard d’eau, cette technique ne peut plus être utilisée expérimentalement à cause de l’impact des gouttes sur la surface du combustible, d’où la nécessité d’une seconde méthode de détermination du HRR.

La figure 2.2 présente une courbe expérimentale représentative de la masse mesurée en fonction du temps. La valeur initiale de la masse mesurée (offset) importe peu et représente le bac, les protections de la balance et le combustible. On retrouve la masse pyrolysée en prenant l’opposé de cette courbe et en soustrayant l’offset. Le temps initial représente ici le moment de départ de l’acquisition et non le départ du feu qui est représenté par t_0 sur la figure 2.2. Avant $t = 198$ s, il

n'y a pas de pyrolyse et la masse ne varie donc pas. La masse pyrolysée augmente (autrement dit, la masse mesurée diminue) ensuite de t_0 jusqu'à $t_{asp} = 745$ s. La masse mesurée par la balance augmente après t_{asp} du fait de l'impact des gouttes d'eau dans le bac. La dernière diminution de la masse observée à partir de $t \approx 850$ s est due à l'arrêt du système de brouillard d'eau. A ce moment, le combustible peut toujours pyrolyser (dans le cas d'un combustible solide) ou s'évaporer (dans le cas d'un combustible liquide) sans combustion, les gouttes peuvent s'évaporer et tomber sur le sol, d'où la décroissance de la masse totale. Ces résultats confirment que le calcul du HRR à partir des mesures de perte de masse par pyrolyse ne peut être fait qu'avant activation du brouillard d'eau ($t \leq 745$ s ici). La courbe de perte de masse a été représentée ici sur l'ensemble du temps d'acquisition. Dans la suite du manuscrit, seul l'intervalle de temps allant de t_0 à t_{asp} sera représenté.

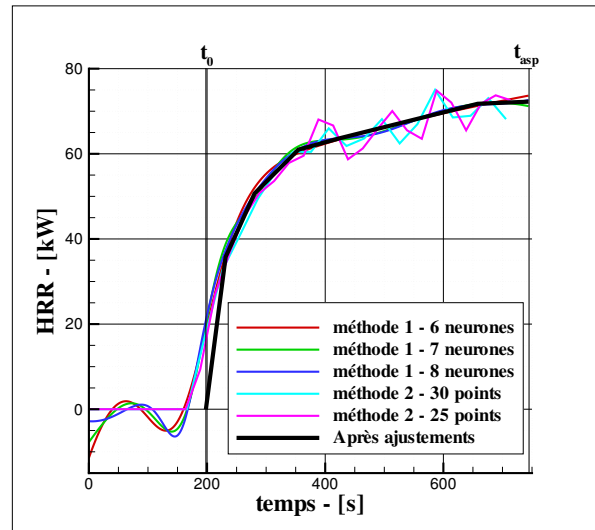
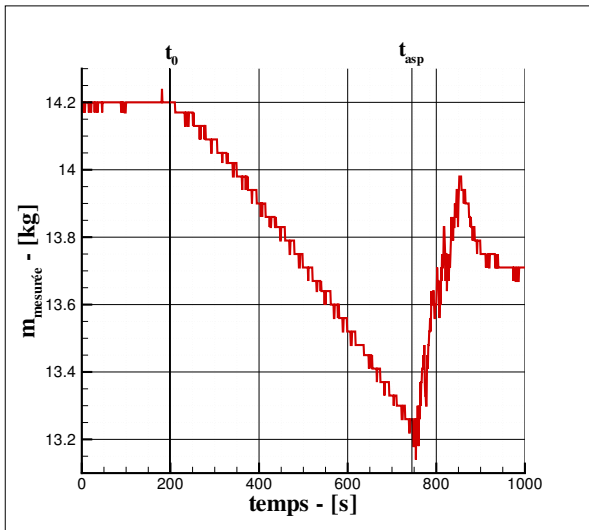


FIGURE 2.2 – Masse pyrolysée en fonction du temps : essai 7

FIGURE 2.3 – HRR calculé à partir de la mesure de masse pyrolysée : essai 7

Les courbes obtenues pour l'évolution de la masse pyrolysée au cours du temps sont en fait des fonctions en escalier et leur dérivée - le taux de pyrolyse - ne peut donc pas être calculée directement. La courbe de perte de masse doit donc être lissée avant dérivation. Deux techniques numériques ont été utilisées pour obtenir le HRR à partir des courbes de perte de masse expérimentales. La première (voir Pianet [40]) est basée sur la composition de courbes sigmoïdes par une méthode de réseaux de neurones dont le nombre est défini manuellement (méthode 1). La seconde méthode utilisée pour lisser la courbe expérimentale est une moyenne glissante (méthode 2). Les résultats obtenus pour le HRR à l'aide de ces deux méthodes sont présentés sur la figure 2.3. Nous avons ici arrêté le calcul après $t = 745$ s du fait du constat établi ci-avant. Nous pouvons remarquer que pour les deux méthodes il est délicat de déterminer le temps initial de la combustion. Ce problème est dû à leur nature respective. Pour la méthode 1, c'est la représentation sous forme de sinusoïdes qui va empêcher de déterminer le temps initial avec précision, la forme de l'évolution de la masse pyrolysée avec le temps ne se prêtant pas parfaitement à ce type de représentation. Pour la méthode 2, la prise en compte de valeurs situées quelques secondes plus tôt et quelques secondes plus tard par la moyenne glissante implique que le temps initial sera situé dans un certain intervalle, sans que l'on ait une maîtrise totale du point d'inflexion (à $t = 198$ s normalement). Ajoutons que la prise en compte de valeurs de masse avant t_0 est nécessaire pour la détermination du HRR pour que les deux méthodes puissent évaluer une évolution de

la puissance à partir de 0 kW. La détermination de la bonne évolution du HRR au cours du temps nécessite donc de réaliser plusieurs calculs en intervenant sur les différents paramètres des méthodes (nombre de neurones pour la méthode 1, nombre de points dans chaque intervalle pour la méthode 2). Les cinq courbes utilisant les méthodes 1 et 2 sont des résultats considérés "avant ajustements". En effet, les données directement obtenues à l'aide des différentes méthodes ne permettent pas de déterminer avec une confiance absolue le HRR au cours du temps. Nous devons donc reprendre les résultats en corrigeant les défauts évidents, telle que la valeur à t_0 . Les résultats obtenus "après ajustements" sont représentés par la courbe noire sur la figure 2.3. Nous pouvons par ailleurs constater que les différentes méthodes donnent heureusement des résultats similaires, pour les nombres de neurones et de points utilisés ici. Nous avons précisé plus tôt que seule la partie allant de t_0 à t_{asp} serait présentée par la suite pour les courbes de perte de masse. Pour les figures représentant la détermination du HRR, nous garderons les points calculés avant t_0 de sorte à mieux comprendre les ajustements réalisés.

La figure 2.2 montre également la mauvaise résolution de la centrale d'acquisition qui ne permet après conversion d'observer que des variations d'au moins 37.5 g. Ce problème n'est pas extrêmement dommageable pour l'essai 7 car environ 1 kg de combustible a été pyrolysé avant déclenchement de l'aspersion. Nous pourrions donc obtenir un nombre satisfaisant de points représentatifs de l'évolution du HRR au cours du temps, quelle que soit la méthode utilisée. Supposons maintenant que le brouillard eut été déclenché après 60 s de combustion libre. En posant l'hypothèse que les essais soient répétables (cette hypothèse sera évaluée plus loin dans ce chapitre), moins de 100 g de fioul auraient été pyrolysés et nous ne disposerions que deux 3 valeurs pour la masse contre 60 valeurs pour le temps. Les deux méthodes ne seront pas en mesure de contrebalancer cette mauvaise résolution. Pour déterminer l'évolution du HRR pour des essais où l'aspersion est déclenchée rapidement, il faudra donc se reporter malgré tout sur des essais plus longs, qui auront permis une détermination du HRR acceptable à tout instant. Précisons encore que cela ne sera possible que si la répétabilité est vérifiée. Ajoutons que ce problème est lié uniquement aux essais de fioul car la centrale d'acquisition a été changée après l'essai 38.

Enfin, la méthode 2 (moyenne glissante) sera la méthode de référence pour déterminer le HRR à partir des données expérimentales de perte de masse.

2.3.2 Par mesure de consommation d'oxygène

Cette méthode prend son origine des travaux de Thornton [54] qui montre que pour un grand nombre de composés organiques, l'énergie dégagée par unité de masse d'oxygène consommé est quasi constante pour une combustion complète. Huggett a observé ce même phénomène pour des feux de combustibles solides et a obtenu une valeur pour cette constante de 13.1 kJ.g^{-1} [20]. Celle-ci est utilisée depuis et a été estimée précise à $\pm 5\%$ pour une très grande majorité de cas.

Les équations permettant le calcul de la puissance du feu par consommation d'oxygène ont été développées par Janssens [21] et Parker [39] et sont conditionnées par le dispositif expérimental utilisé. En effet, les réactions n'étant pas complètes, la prise en compte de la production de CO_2 , de CO et d' H_2O apportera plus de précision quant au calcul de la puissance, leur importance variant suivant les configurations. Deux analyseurs ont été utilisés lors de ce travail, l'un ne mesurant que la concentration en O_2 , l'autre mesurant celles en O_2 , CO_2 et CO . Ces deux cas

vont donc être présentés ici.

2.3.2.1 Mesure de concentration en O₂ uniquement

Dans le cas où l'on ne peut mesurer que la concentration en O₂, on devrait idéalement retirer toute la vapeur d'eau et le CO₂ des gaz extraits avant la mesure. On suppose alors que le mélange gazeux analysé ne comprend que de l'O₂ et du N₂. L'équation résultante s'écrit

$$\text{HRR} = E_{O_2} \frac{\Phi}{1 + \Phi(\alpha - 1)} \dot{m}_e \frac{M_{O_2}}{M_a} (1 - X_{H_2O}^a - X_{CO_2}^a) X_{O_2}^a \quad (2.2)$$

avec

$$\Phi = \frac{X_{O_2}^a - X_{O_2}^e}{(1 - X_{O_2}^e) X_{O_2}^a} \quad (2.3)$$

où

- E_{O_2} = chaleur de combustion de l'oxygène
- \dot{m}_e = débit massique de l'extraction
- Φ = facteur de dépletion d'oxygène
- α = facteur d'expansion volumétrique
- M_{O_2} = masse moléculaire de l'oxygène
- M_a = masse moléculaire de l'air dans la pièce
- X_{α}^a = fraction molaire de l'espèce α mesurée dans la pièce avant l'essai
- $X_{O_2}^e$ = fraction molaire d'oxygène mesurée en extraction

Comme la composition du combustible n'est généralement pas connue, une valeur moyenne de 1.105 est souvent utilisée pour α . $X_{H_2O}^a$ peut être calculée à partir de l'humidité relative et de la température de la pièce et est typiquement inférieure à quelques pourcents. $X_{CO_2}^a$ dans de l'air sec vaut 330 ppm. L'équation 2.2 est considérée précise à $\pm 10\%$ [22]. L'erreur est due en partie aux incertitudes sur α et E et elle peut être plus grande si les productions de CO ou de suies ne peuvent plus être considérées comme négligeables.

Nous pouvons voir sur la figure 2.4 un exemple d'évolution de la concentration en O₂ mesurée en extraction avec le temps pour l'essai 7. Le HRR calculé à l'aide de l'équation 2.2 et de ces données en oxygène est affiché sur la figure 2.5. Plus de résultats seront donnés sur cet essai à la fin de ce chapitre et dans le chapitre suivant. Précisons néanmoins ici que le temps d'extinction observé était de 22 s. Or, le calcul du HRR à partir de consommation d'oxygène indique que $\text{HRR} \approx 36$ kW après plus de 150 s d'aspersion (cf. figure 2.5). Une raison pouvant expliquer ce problème est que la phase gazeuse doit être homogène dans la pièce pour pouvoir utiliser cette méthode, pour que la quantité mesurée soit bien représentative de l'ensemble de la pièce et non d'un endroit en particulier. Avant déclenchement de l'aspersion, il paraît évident que ce n'est pas le cas à cause de l'inertie de la chaîne de mesure de concentration en oxygène. Le gaz analysé étant extrait sous plafond à plusieurs mètres du foyer, il ne peut pas être représentatif des produits de combustion générés au même instant par le foyer. Après déclenchement de l'aspersion, il pourrait être imaginé que le brassage généré règle ce problème. Cependant, les valeurs de HRR calculées (> 35 kW) à des temps très supérieurs au temps d'extinction confirment que la détermination

du HRR par mesure de la consommation d'oxygène ne peut pas non plus être utilisée pendant l'aspersion.

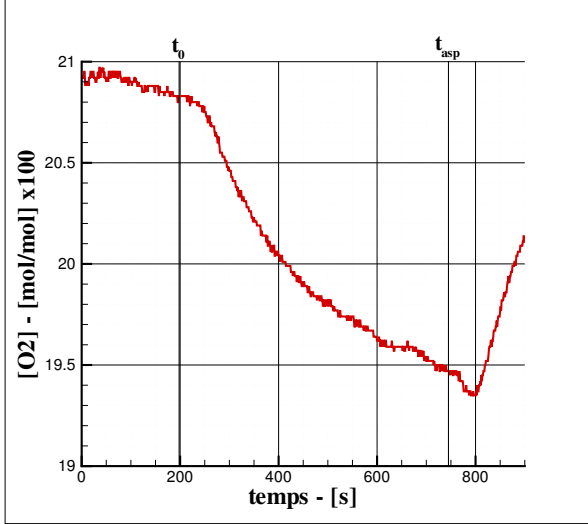


FIGURE 2.4 – Concentration en O_2 en fonction du temps : essai 7

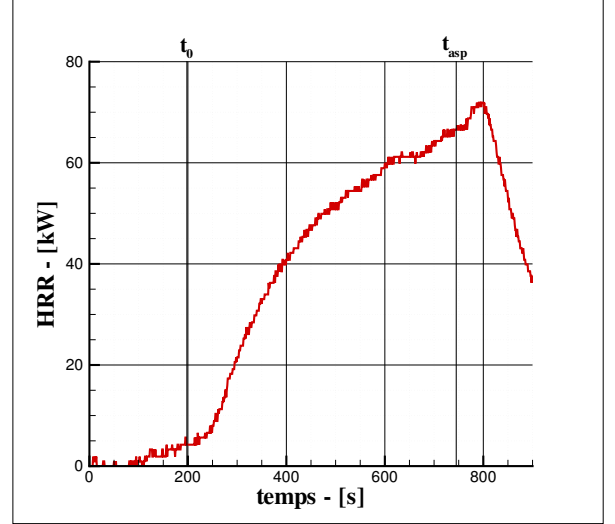


FIGURE 2.5 – HRR calculé à partir de la mesure de concentration en O_2 : essai 7

Une autre explication pourrait être que l'équation 2.2 ne permet pas d'obtenir des valeurs réalistes de HRR. Pour vérifier cela, nous avons déterminé le HRR à l'aide des méthodes de perte de masse et de consommation d'oxygène pour un essai long (essai 12 : déclenchement de l'aspersion après 30 minutes de combustion libre). La justification de l'utilisation d'un essai long se trouve dans le décalage observé entre les deux méthodes de calcul. Par exemple, le HRR atteint 60 kW à environ 400 s pour les méthodes de perte de masse et à 600 s pour la méthode de consommation d'oxygène. Nous devons donc déterminer si cet écart est un décalage dans le temps dû à l'inertie de la chaîne de mesure de la concentration en oxygène ou si les deux méthodes donnent des résultats très différents à chaque instant. L'utilisation d'un essai long permet donc de s'affranchir de ce problème en nous situant à l'état stationnaire. Le résultat peut être observé sur la figure 2.6. Nous constatons un très bon accord pour les trois méthodes à partir de $t = 1200$ s, validant ainsi l'équation 2.2.

2.3.2.2 Mesures de concentrations en O_2 , CO_2 et CO

Si une quantité significative de carbone est convertie en CO plutôt qu'en CO_2 , l'équation 2.2 doit être corrigée pour prendre en compte le caractère incomplet de la réaction. La puissance s'écrit désormais

$$\text{HRR} = \left[E_{O_2} \Phi - (E_{CO} - E_{O_2}) \frac{1 - \Phi}{2} \frac{X_{CO}^e}{X_{O_2}^e} \right] \frac{\dot{m}_e}{1 + \Phi(\alpha - 1)} \frac{M_{O_2}}{M_a} (1 - X_{H_2O}^a) X_{O_2}^a \quad (2.4)$$

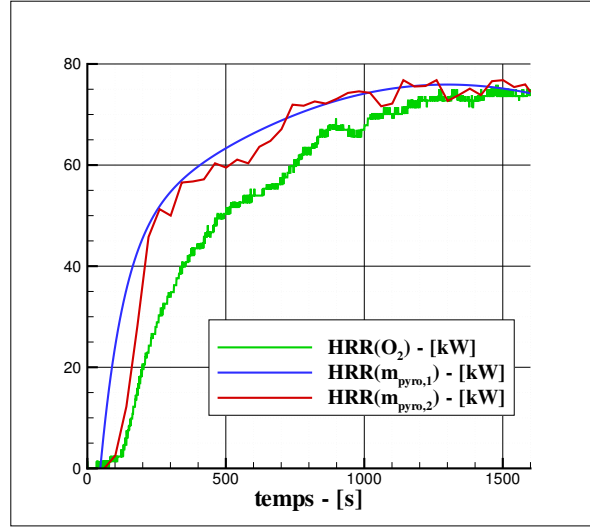


FIGURE 2.6 – Détermination du HRR par les différentes méthodes : essai 12

avec

$$\Phi = \frac{X_{O_2}^a (1 - X_{CO_2}^e - X_{CO}^e) - X_{O_2}^e (1 - X_{CO_2}^e)}{(1 - X_{O_2}^e - X_{CO_2}^a - X_{CO}^e) X_{O_2}^a} \quad (2.5)$$

où

E_{CO} = Energie dégagée par masse d'oxygène consommée pour la transformation du CO en CO_2 (≈ 17.6 kJ/g)

$X_{CO_2}^a$ = fraction molaire de dioxyde de carbone mesurée dans la pièce avant l'essai

$X_{CO_2}^e$ = fraction molaire de dioxyde de carbone mesurée en extraction

X_{CO}^e = fraction molaire de monoxyde de carbone mesurée en extraction

2.3.3 Influence du CO_2 et du CO dans le calcul du HRR

Les essais 3 à 6 comprenaient un analyseur trigaz O_2 , CO_2 , CO qui nous a permis d'évaluer l'influence de la production de CO dans le calcul de puissance du feu par calorimétrie. L'évolution des taux de O_2 , CO_2 et CO dans le temps mesurés en extraction pour les essais 3, 4, 5 et 6 sont respectivement représentés sur les figures 2.7, 2.8, 2.9 à titre informatif. Précisons que le bac de diamètre 25 cm est utilisé pour les essais 4 et 5, que celui de diamètre 35 cm est utilisé pour l'essai 3 et qu'enfin l'essai 6 fait intervenir le bac de diamètre 56 cm, d'où les différences conséquentes entre les essais. Les courbes sont recentrées par rapport à t_0 dans ces figures. Rappelons à cette occasion que les temps de déclenchement de l'aspersion sont différents dans ces essais, comme le montrent les différents moments de remontée en concentration en oxygène et les décroissances en dioxyde et monoxyde de carbone.

Les résultats de la détermination du HRR pour les différents essais par concentration en oxygène, dioxyde de carbone et monoxyde de carbone sont présentés sur les figures 2.10a, 2.10b, 2.10c et 2.10d. Ils sont comparés ici au HRR calculé à l'aide de la seule concentration en oxygène, selon la méthode présentée ci-avant. Ces figures montrent clairement que la production de

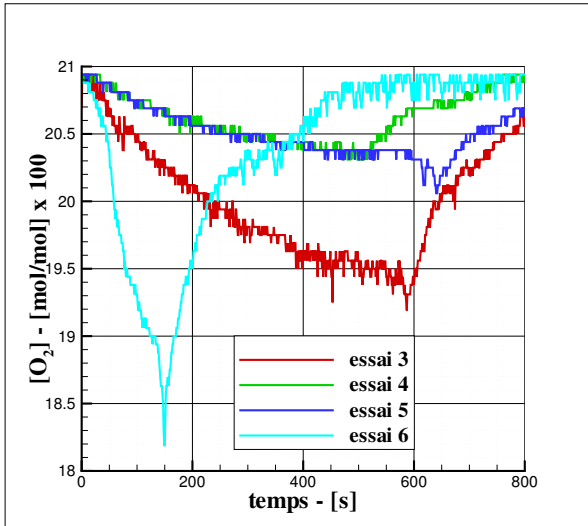


FIGURE 2.7 – Concentration en oxygène à l'extraction : essais 3 à 6

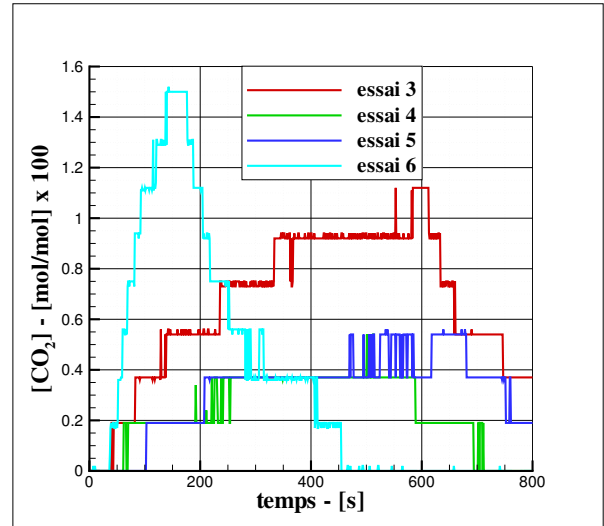


FIGURE 2.8 – Concentration en dioxyde de carbone à l'extraction : essais 3 à 6

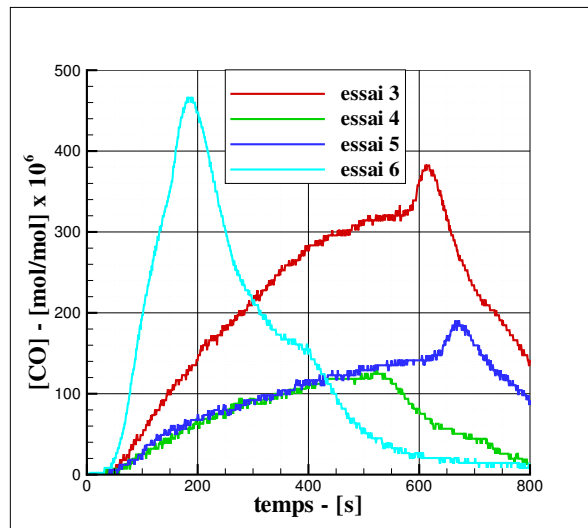


FIGURE 2.9 – Concentration en monoxyde de carbone à l'extraction : essais 3 à 6

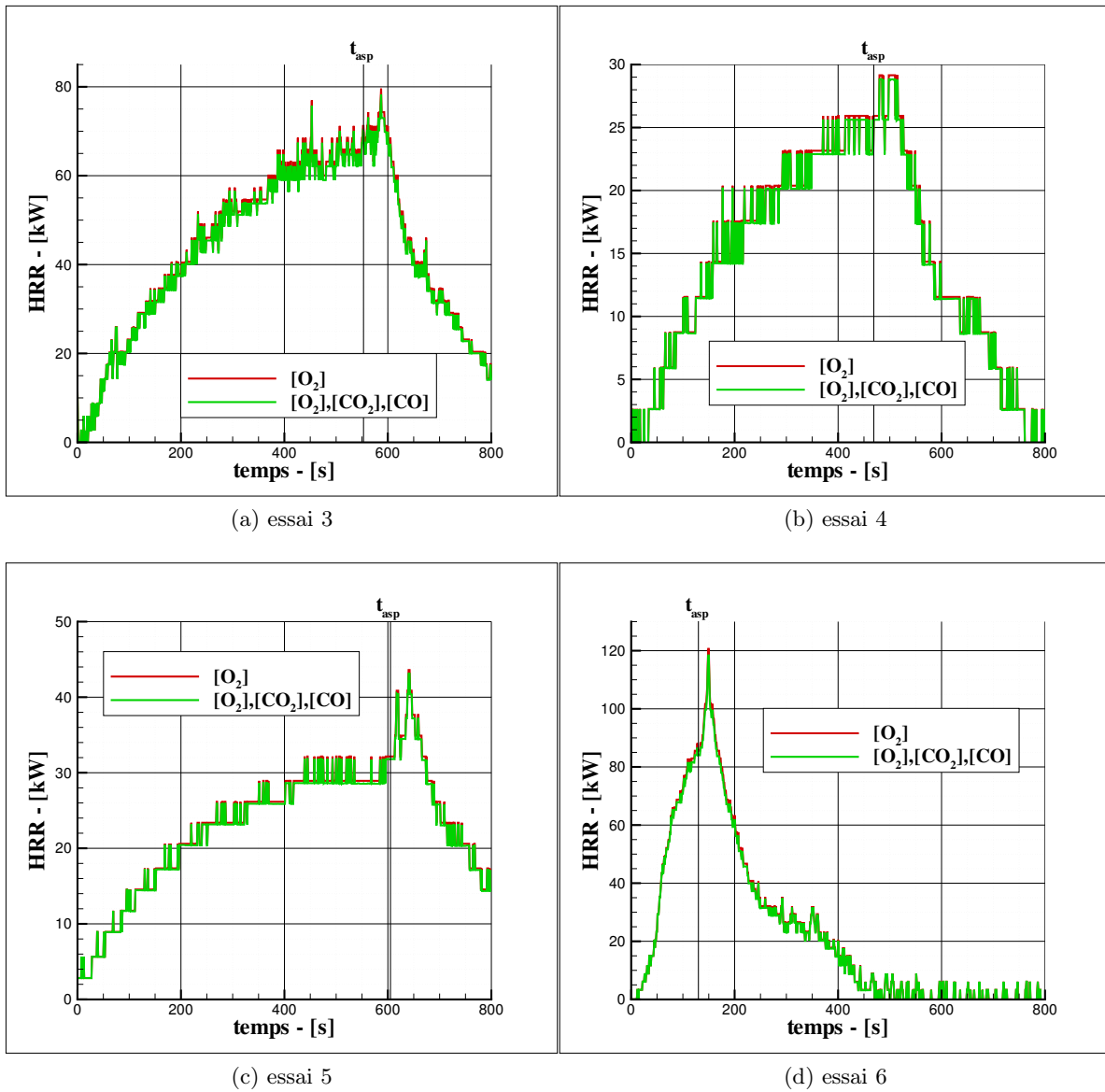


FIGURE 2.10 – HRR déterminé par les concentrations en oxygène, dioxyde de carbone et monoxyde de carbone : essais 3 à 6

monoxyde de carbone n'est pas suffisamment importante pour influencer de manière significative sur le calcul du HRR. Il a donc été décidé de préférer un analyseur d'O₂ uniquement car celui-ci présente une meilleure gamme d'acquisition que l'analyseur trigaz et permet ainsi de donner des résultats plus précis.

2.4 Incertitudes de mesure

Les températures mesurées par les thermocouples sont estimées précises à $\pm 2^\circ\text{C}$.

Le signal analogique de la balance est converti à l'aide de la centrale d'acquisition. Sa gamme est de 0.2 - 1 V pour des masses de 0 à 30 kg et le signal enregistré par la centrale d'acquisition est précis au millième de Volt près (pour les essais ep_1 à 38), c'est à dire que l'incertitude liée à la conversion de la valeur est égale à ± 0.0375 kg. Celle-ci est bien supérieure à l'incertitude même de la balance et on a donc $\varepsilon(m) = 0.0375$ kg. Afin de déterminer le HRR, il faut au préalable calculer le débit de pyrolyse, c'est à dire la variation de la masse mesurée par la balance dans le temps. Pour ce faire, on écrit

$$\dot{m}(t) = \frac{m(t) - m(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (2.6)$$

On cumule donc l'erreur sur les deux masses mesurées et on a $\varepsilon(\dot{m}) = 0.075$ kg, l'incertitude liée au temps d'acquisition étant négligeable devant celle de la balance. On écrit ensuite le HRR sous la forme

$$\text{HRR} = \dot{m}_{pyro} \chi \Delta H_c$$

comme présenté précédemment dans l'équation 2.1. Les valeurs de χ et ΔH_c sont issues de la littérature et ne sont donc pas soumis à des calculs d'incertitude. Néanmoins, une différence, même légère, par rapport à la valeur réelle amènerait une erreur importante sur le HRR déterminé. C'est pourquoi une analyse de sensibilité a également été menée, dont les résultats sont présentés dans le chapitre 4. Au final, nous obtenons une incertitude sur le HRR de 3 kW.

L'incertitude de l'analyseur d'O₂ est de 2% relatifs sur les concentrations.

2.5 Mode opératoire d'un essai

Cette section a pour but de présenter la procédure suivie lors des essais de la manière la plus exhaustive possible. Les phases d'étalonnage ne sont faites que pour le premier essai d'une journée, sauf si des variations sont observées par la suite. Ainsi, un essai se déroule de la façon suivante :

1. Branchement des sorties analogiques de la balance et de l'analyseur sur la centrale d'acquisition. L'entrée d'air est également câblée lors de cette phase.

2. Etalonnage de la balance et de l'analyseur.
3. Placement du bac, des arbres de thermocouples et de la caméra utilisée pour les acquisitions vidéo des essais.
4. Mise en route de la ventilation mécanique.
5. Remplissage du bac et mesure de la hauteur du combustible.
6. Lancement de l'acquisition de la centrale.
7. Lancement de l'acquisition vidéo.
8. Allumage du feu à l'aide d'un chalumeau. Cette phase dure en moyenne une à deux minutes pour les feux de fioul, puisqu'il faut au préalable chauffer la surface du combustible au-delà de la température d'inflammation (92°C pour les essais de fioul, 100°C pour les essais de gazole). Pour l'heptane, la température d'inflammation étant inférieure à la température ambiante, l'allumage est instantané.
9. Déclenchement du chronomètre au moment où le feu s'auto-entretient (considéré comme le temps initial), sortie de la pièce et fermeture de la porte.
10. Déclenchement manuel du brouillard d'eau au moment souhaité. Les temps de déclenchement et d'arrivée effective du brouillard d'eau sont notés, ainsi que le temps d'extinction le cas échéant.
11. Arrêt de l'acquisition vidéo.
12. Arrêt du brouillard d'eau lorsque la température de surface du combustible est jugée suffisamment faible.
13. Ouverture de la porte afin d'évacuer plus rapidement les fumées et d'apporter de l'air frais.
14. Arrêt de l'acquisition de la centrale.
15. Vidange du bac lorsque la température de celui-ci est jugée suffisamment faible.

2.6 Répétabilité

La répétabilité dans nos essais dépend principalement du combustible utilisé. Nous nous intéresserons ici exclusivement à la répétabilité sur la phase de montée en régime du feu, l'extinction étant détaillée dans le chapitre suivant. Avant d'étudier l'influence du temps de déclenchement de l'aspersion sur l'extinction, nous avons donc répété un essai de fioul cinq fois afin d'étudier la répétabilité sur ce combustible des champs de température, de la concentration en oxygène et de la perte de masse. Pour les essais d'heptane, le comportement du feu sous aspersion - présenté dans le chapitre suivant - a justifié la réalisation de trois essais de répétabilité pour chaque configuration. Enfin, la répétabilité est inexistante pour les essais de bûchers du fait de la complexité du combustible.

Quelques résultats sur l'évolution des différentes grandeurs au cours des essais seront nécessairement présentés ici. Néanmoins, l'essentiel des résultats et des explications sera détaillé dans le chapitre suivant, consacré aux résultats expérimentaux.

2.6.1 Répétabilité des essais de fioul

Les essais 7 à 11 ont été réalisés la même journée afin de vérifier la répétabilité des essais de fioul. Les caractéristiques de ces essais sont les suivantes : le brouillard d'eau est activé 9 minutes après départ du feu, le foyer est situé au centre de la pièce et les 4 buses sont utilisées. Le combustible utilisé est le fioul. Différentes grandeurs ont été étudiées dans cette optique : la température aux différentes hauteurs des deux arbres de thermocouples A1 (figure 2.11) et A2 (figure 2.12), la concentration en oxygène mesurée à l'extraction (figure 2.13), la masse pyrolysée (figure 2.14) et le HRR déterminé d'après la perte de masse à l'aide de la méthode de moyenne glissante, comme présenté ci-avant (figure 2.15).

Il doit être précisé avant d'étudier la répétabilité que le brouillard d'eau ne s'active pas instantanément après le déclenchement manuel, un délai de 1 à 10 secondes ayant été observé sur l'ensemble des essais. Nous avons décidé de recentrer les courbes de ces cinq essais autour d'un temps de déclenchement d'aspersion t_{asp} de 550 s. Il peut donc y avoir de très légers décalages sur le temps initial t_0 , considéré comme le moment où le feu peut s'auto-entretenir.

2.6.1.1 Répétabilité du champ de température

Les figures 2.11 et 2.12 présentent l'évolution des températures mesurées par les huit thermocouples placés sur les arbres A1 et A2, pour les cinq essais de répétabilité concernés. La valeur moyenne des cinq essais est également présentée sur chaque figure, au même titre que l'écart type. Enfin, le tableau 2.3 contient les valeurs moyennes des températures sur le temps avant aspersion pour chaque thermocouple et chaque essai, les moyennes de température sur l'ensemble des essais pour chaque thermocouple et les écarts types pour chaque thermocouple et sur l'ensemble des essais.

Les figures 2.11a et 2.11b montrent une assez mauvaise répétabilité pour les thermocouples A1,50 et A1,150, situés dans ou à proximité de la flamme. Le caractère turbulent de la flamme génère ainsi logiquement des différences notables sur le champ de température dans une zone proche du foyer. La répétabilité est en revanche très bonne lorsque l'on s'éloigne de la flamme puisque pour les six autres thermocouples, les écarts types n'excèdent quasiment jamais les 5°C, pour des températures allant de 10 à 80°C. Les seules exceptions sont les températures $T_{A2,250}$ et $T_{A2,290}$ où les écarts grandissent durant les premières minutes des essais du fait d'une évolution particulièrement marginale pour l'essai 9.

Les figures 2.11 et 2.12 permettent également d'observer quatre étapes dans le déroulement de l'essai. On a tout d'abord une montée en puissance rapide du feu, représentée par des fortes croissances en température. Ces évolutions sont ensuite ralenties aux alentours de 150 s. Jusqu'à l'aspersion, il y a stratification du champ de température (voir en particulier le tableau 2.3 pour une meilleure visualisation de ce phénomène). Au moment du déclenchement du brouillard d'eau, le feu monte très rapidement en puissance pendant quelques secondes, comme le montrent les pics de température mesurés par les quatre thermocouples situés sur l'arbre A1 (figure 2.11). Nous avons ensuite une baisse brutale et une homogénéisation du champ de température. L'homogénéisation peut notamment être observée en remarquant que pour les huit thermocouples, la température mesurée est de l'ordre de 20°C à $t = 700$ s.

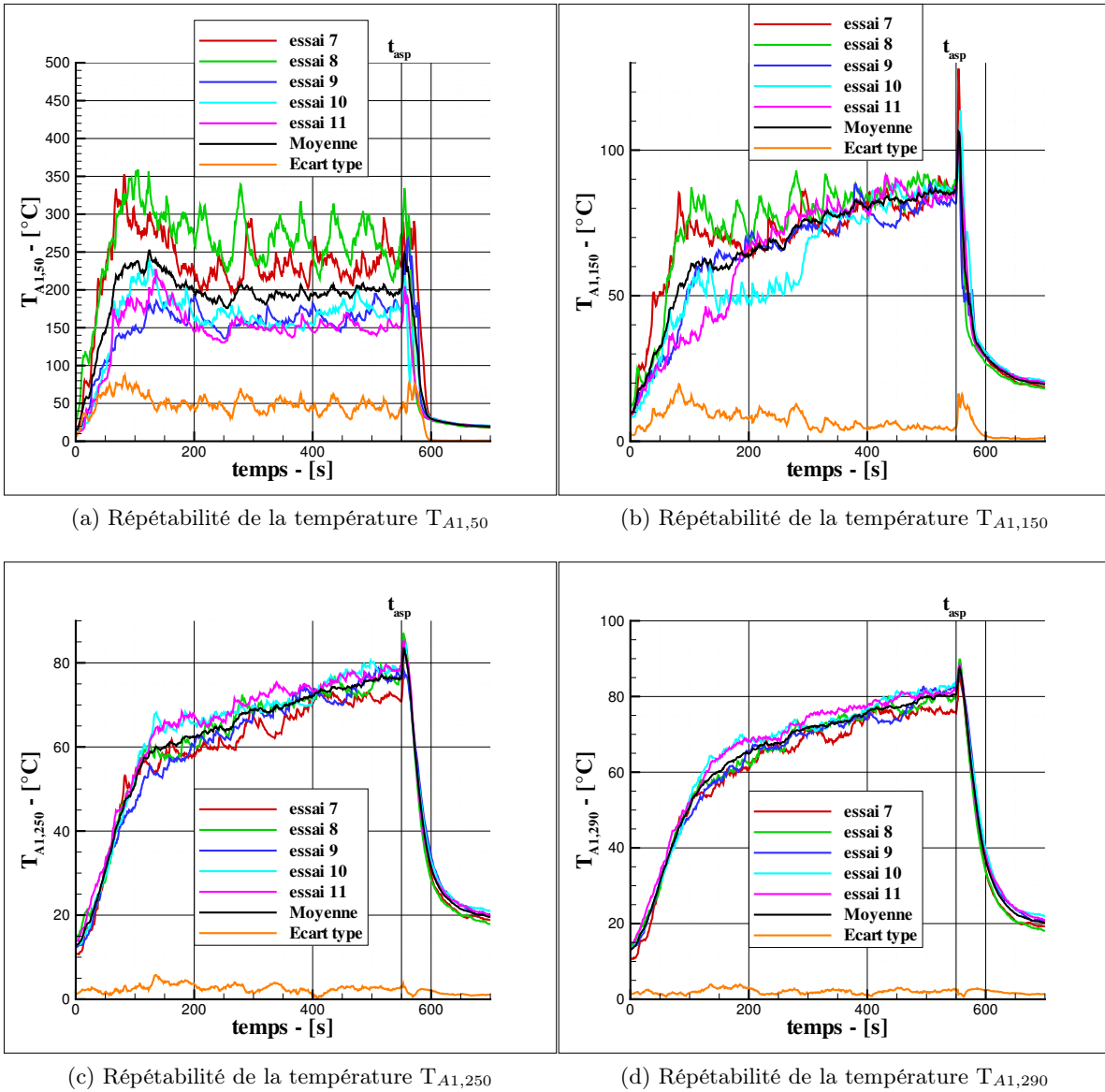


FIGURE 2.11 – Répétabilité des températures mesurées le long de l'arbre A1 pour des essais de fioul : essais 7 à 11

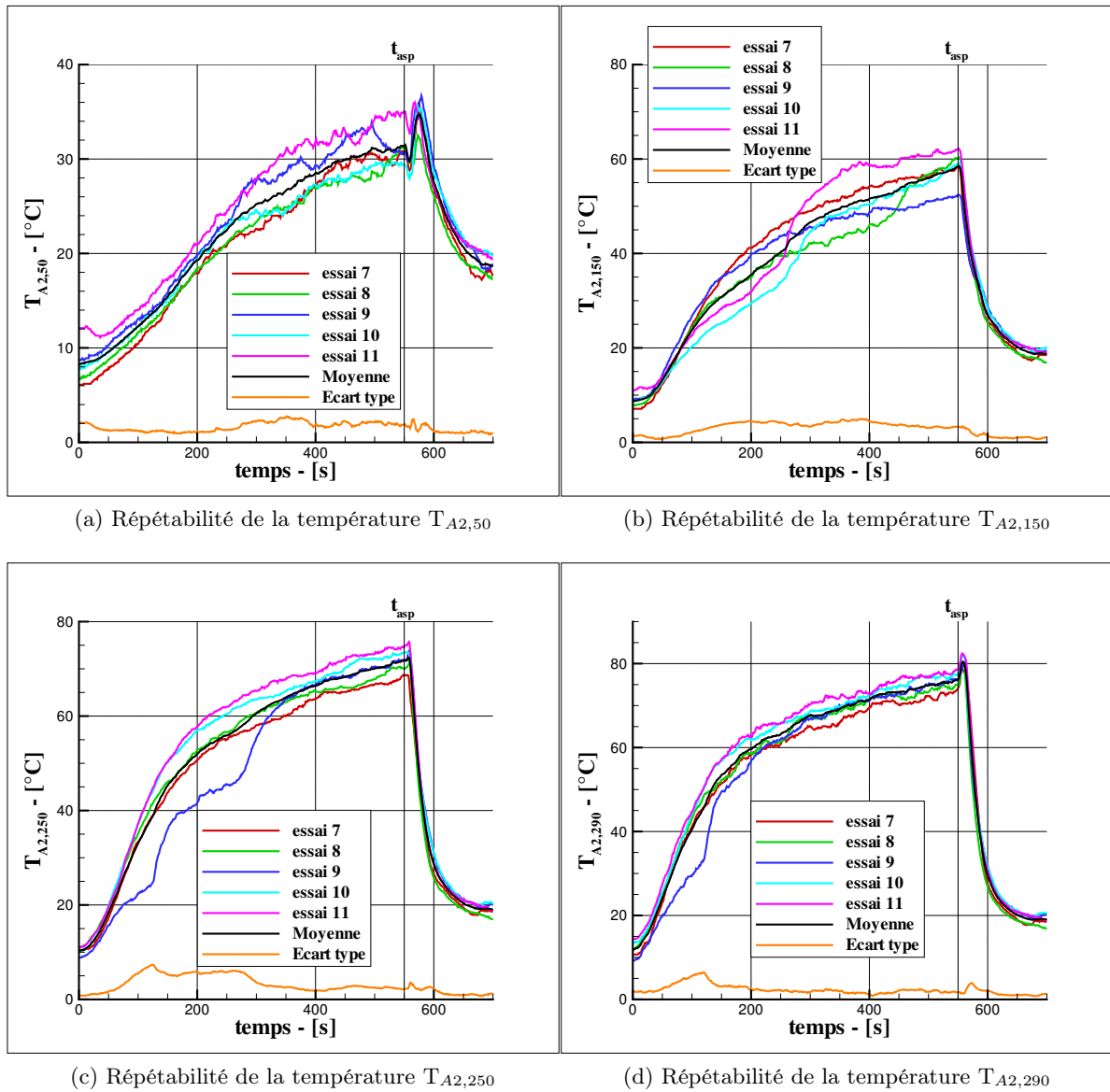


FIGURE 2.12 – Répétabilité des températures mesurées le long de l'arbre A2 pour des essais de fouil : essais 7 à 11

	$T_{A1,50}$ (°C)	$T_{A1,150}$ (°C)	$T_{A1,250}$ (°C)	$T_{A1,290}$ (°C)	$T_{A2,50}$ (°C)	$T_{A2,150}$ (°C)	$T_{A2,250}$ (°C)	$T_{A2,290}$ (°C)
essai 7	231	70.8	58.8	61.3	20.3	41.6	50.2	56.3
essai 8	262	74.6	61.3	63.2	20.4	37.6	52.1	57.9
essai 9	151	64.4	59.8	62.7	22.4	39.2	47.6	55.8
essai 10	160	61.0	63.2	65.2	21.0	37.0	54.9	60.0
essai 11	146	64.1	64.1	65.9	24.3	41.9	56.2	61.3
moyenne	190	67.0	61.4	63.7	21.7	39.5	52.2	58.3
écart type	49	7.5	2.6	2.1	1.7	3.4	3.6	2.5

TABLEAU 2.3 – Comparaison des champs de température moyens avant aspersion pour cinq essais de fioul avec le même temps de déclenchement de l’aspersion : essais 7 à 11

2.6.1.2 Répétabilité de la concentration en oxygène

La figure 2.13 présente l’évolution de la concentration en oxygène à l’extraction en fonction du temps. L’évolution de cette grandeur traduit les mêmes effets que l’évolution du champ de température évoquée ci-avant, soit : une montée en régime du feu rapide, représentée ici par une décroissance importante de la concentration en oxygène, suivie d’un ralentissement de l’évolution du HRR et donc de la consommation en O_2 jusqu’à l’activation de l’aspersion. Après déclenchement du brouillard d’eau, il y a un pic de puissance et donc de consommation du comburant suivie d’une décroissance rapide du HRR jusqu’à extinction, traduite par une remontée de la concentration en oxygène. Nous pouvons également observer le retard de l’évolution de cette grandeur par rapport aux observations visuelles et au champ de température, l’inertie de la chaîne de mesure de concentration en oxygène ayant déjà été mise en cause dans la section précédente.

La concentration moyenne en O_2 au déclenchement de l’aspersion est de 19.48 % avec un écart type de 0.02 %. En moyenne sur l’ensemble des 550 s de combustion libre, l’écart type est de 0.03 % et le maximum observé est de 0.05 %. Cependant, le taux d’oxygène absolu n’est pas ce qui nous intéresse le plus, mais plutôt la variation entre la valeur initiale et celle à l’arrivée des gouttelettes. Ainsi, la diminution moyenne du taux d’oxygène est de 1.37 % avec un écart type de 0.03 %.

La répétabilité de la consommation en oxygène est donc très bonne. Cela s’explique également par le fait qu’il s’agisse d’une mesure représentative d’une concentration globale filtrée spatialement et temporellement, et donc présentant un meilleur écart type que des mesures ponctuelles sur un intervalle de temps réduit et donc sensibles aux fluctuations.

2.6.1.3 Répétabilité de la perte de masse

La masse mesurée pour chacun des essais est présentée sur la figure 2.14. Rappelons que la masse initiale mesurée est différente d’un essai à l’autre puisqu’elle dépend de la quantité de combustible dans le bac. Nous avons donc recentré les courbes autour de la valeur arbitraire de 14.2 kg sur la figure 2.14. Cette opération n’est pas problématique puisque la valeur de masse ne nous intéresse pas. C’est l’évolution de cette masse mesurée qui importera pour déterminer le débit de pyrolyse et le HRR.

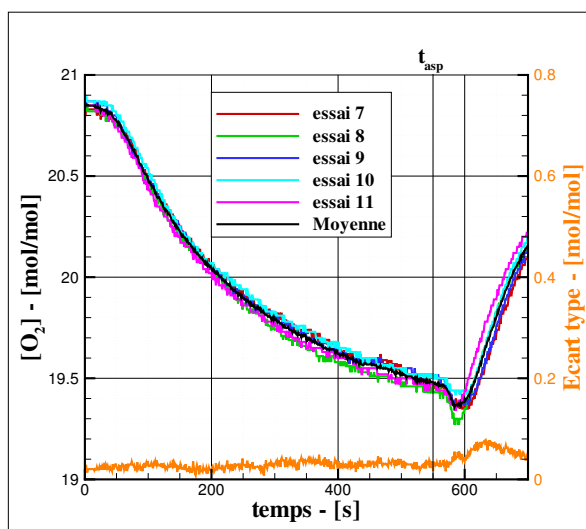


FIGURE 2.13 – Répétabilité de la concentration en oxygène à l'extraction pour des essais de fioul : essais 7 à 11

L'écart type moyen observé au cours de l'essai avant le déclenchement de l'aspersion est de 0.02 kg, le maximum atteint étant de 0.04 kg. Enfin, la masse totale pyrolysée est en moyenne de 1.00 kg, avec un écart type de 0.05 kg. Ce résultat indique donc a priori une excellente répétabilité sur l'évolution du débit de pyrolyse.

Nous avons déterminé l'évolution du HRR à partir de ces valeurs de perte de masse pour les cinq essais (figure 2.15). Pour une meilleure lisibilité des courbes, nous avons décidé de ne représenter ici que les courbes après ajustements. Il a donc été possible de recentrer les courbes par rapport à t_0 alors que nous avons vu auparavant qu'il était nécessaire d'avoir des données sur la masse avant le temps initial avant les ajustements. En effet, si les essais 8 à 11 présentent des HRR relativement proches (à partir de 150 s environ en particulier), l'essai 7 a une évolution légèrement plus lente que les quatre autres. Rappelons malgré tout la difficulté, déjà expliquée dans la section précédente, à déterminer l'évolution du HRR au cours du temps à l'aide de courbes de perte de masse dont la résolution est largement perfectible. Enfin, la détermination du HRR nécessitant les traitements numériques que l'on connaît, il ne serait pas pertinent de présenter des valeurs moyennes ou des écarts types ici. Cependant, la figure 2.15 démontre une bonne répétabilité de l'évolution du HRR avec le temps. Nous pourrions donc nous baser sur ces essais pour évaluer la croissance de la puissance du feu pour des essais plus courts.

2.6.2 Répétabilité des essais d'heptane

Nous détaillerons ici l'analyse de la répétabilité des essais d'heptane. La méthodologie est différente ici puisque nous avons décidé de nous intéresser à deux essais (49 et 50) avec un même diamètre de bac (25 cm), une même température initiale (25°C) et un même temps de déclenchement de l'aspersion (244 s). L'heptane a la particularité de montrer des temps d'extinction parfois très différents pour des conditions d'essai similaires. Les deux essais détaillés ci-après sont caractéristiques. Une anomalie dans la chaîne de mesure a empêché la mesure de concentration en oxygène pour les essais d'heptane.

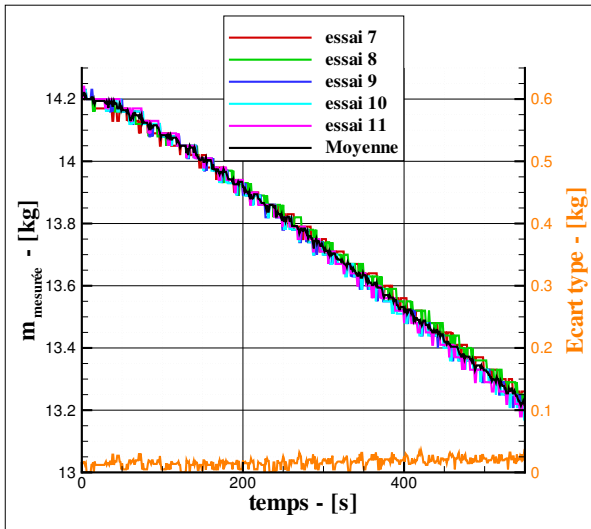


FIGURE 2.14 – Répétabilité de la masse pyrolysée pour des essais de fioul : essais 7 à 11

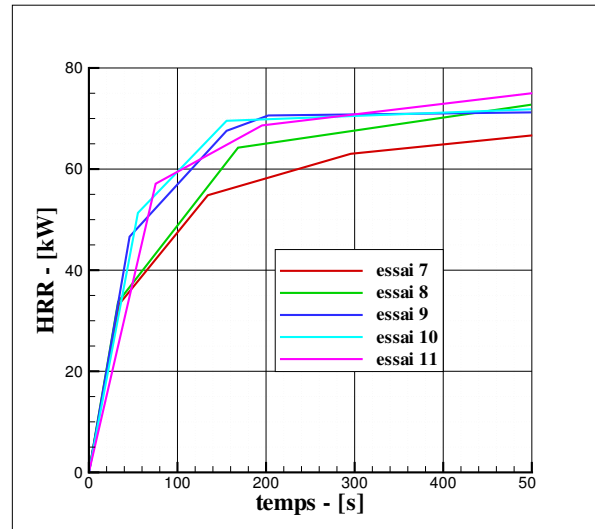


FIGURE 2.15 – Répétabilité du HRR pour des essais de fioul : essais 7 à 11

2.6.2.1 Répétabilité du champ de température

Les températures mesurées par l'arbre de thermocouples A1 sont présentées sur la figure 2.16a. Nous pouvons notamment remarquer que la température mesurée par le thermocouple A1,50, prise dans la flamme, est de l'ordre de 650°C. Cette température est bien supérieure à la valeur enregistrée dans les essais de fioul par le même thermocouple (200°C). Après déclenchement de l'aspersion, la température enregistrée est très différente d'un essai à l'autre puisqu'elle chute quasiment instantanément à la température ambiante pour l'essai 50 tandis qu'elle rencontre un palier entre 270 et 320 s pour l'essai 49. Ce phénomène est dû au temps d'extinction pour chaque essai puisqu'il était de 77 s pour l'essai 49 et de 10 s pour l'essai 50. Nous reviendrons sur ces écarts sur le temps d'extinction dans le chapitre suivant. Pour les autres températures mesurées par les thermocouples A1 et A2, les tendances sont similaires à celles déjà observées pour les essais de fioul soit : une montée rapide du champ de température (jusqu'à environ 150 s) suivie d'une croissance plus lente jusqu'au déclenchement de l'aspersion. Jusqu'à ce moment, il y a stratification thermique dans la pièce. Juste après activation du brouillard d'eau, le champ de température s'homogénéise et chute brutalement jusqu'à environ 35°C avant de décroître lentement. Notons quand même que dans le cas 50, les températures dans la partie supérieure de la pièce (cf. figure 2.16b) sont légèrement plus élevées pendant l'aspersion que dans le cas 49 et que l'on garde une très légère stratification thermique. Il doit être précisé que le système d'aspersion était arrêté 10 s après l'extinction dans l'essai 50, soit après un temps total de 265 s. L'air n'a donc pas pu se refroidir aussi efficacement que si le brouillard était resté activé pendant plusieurs minutes, jouant alors son rôle de puits thermique.

Les écarts entre les températures mesurées par chaque thermocouple peuvent être quantifiés au cours du temps grâce aux figures 2.16c et 2.16d et en moyenne - avant aspersion - grâce au tableau 2.4. Cela n'aurait aucun sens de comparer les champs de température après activation du brouillard d'eau du fait du comportement différent entre ces deux essais pour l'extinction, nous avons donc volontairement "coupé" la courbe représentant $T_{A1,50}$ après déclenchement du brouillard d'eau pour favoriser une meilleure visibilité des écarts avant aspersion sur la figure

2.16c.

Observons tout d'abord les résultats au cours du temps sur les figures 2.16c et 2.16d. Les écarts les plus importants observés sont évidemment sur $T_{A1,50}$ puisque le thermocouple est situé dans la flamme qui a un caractère particulièrement turbulent et où les niveaux de températures sont bien plus élevés. Nous pouvons notamment remarquer dans les premiers instants une température supérieure de 200°C à environ 10 s dans l'essai 49 puis inférieure de 200°C également à environ 20 s. Aux temps très courts, la flamme est encore dans une phase d'évolution très rapide et il n'est pas anormal d'observer de telles différences. $T_{A1,150}$ correspond à une température à l'interface entre la flamme et l'air, ou au moins très proche de la flamme. L'écart maximal observé est ici de l'ordre de 40°C . Pour les thermocouples situés dans la couche haute, l'écart maximal diminue puisqu'il est inférieur à 20°C . Pour l'arbre A2, où l'effet direct de la flamme n'est plus influent, les écarts sont évidemment bien meilleurs puisqu'il est au maximum de 11°C pour $T_{A2,150}$. Avant même l'inflammation du combustible, la température était de plus déjà supérieure de 2°C dans le cas 49 à cet endroit.

Malgré les oscillations importantes inhérentes à un phénomène aussi turbulent qu'un feu, la répétabilité sur le champ de température est excellente ici comme le confirme le tableau 2.4. En effet, l'écart maximal observé en moyenne avant déclenchement de l'aspersion est de 6°C (pour le thermocouple A1,150). Même pour le thermocouple A1,50 pour lequel nous avons observé des écarts de température de l'ordre de 200°C à certains moments, l'écart moyen entre les deux essais sur les 4 minutes de combustion libre n'est que de 2°C . En moyenne sur les huit thermocouples, l'écart entre les deux essais est de 2.1°C , appuyant encore la très bonne répétabilité des champs de température avant aspersion pour des feux d'heptane.

	$T_{A1,50}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A1,150}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A1,250}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A1,290}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A2,50}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A2,150}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A2,250}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{A2,290}$ ($^{\circ}\text{C}$)
essai 49	643	186	116	110	28.4	58.2	76.9	87.6
essai 50	641	180	117	110	31.1	54.4	77.0	88.6
écart	2	6	1	0	2.7	3.8	0.1	1.0

TABLEAU 2.4 – Comparaison des champs de température moyens avant aspersion pour deux essais d'heptane avec le même temps de déclenchement de l'aspersion : essais 49 et 50

2.6.2.2 Répétabilité de la perte de masse

La différence sur la perte de masse au cours du temps est présentée sur la figure 2.17a. Il doit tout d'abord être noté que la centrale d'acquisition utilisée pour les essais d'heptane était différente de celle utilisée pour les essais de fioul. La résolution des courbes de perte de masse est ici bien meilleure et permettra donc une détermination plus juste du HRR au cours du temps.

Nous pouvons voir qu'à partir de 110 s, l'écart entre les courbes augmente, traduisant un débit de pyrolyse plus important dans le cas 49. Après 244 s de combustion libre, la masse totale pyrolysée est de 573 g dans l'essai 49 et de 531 g dans le cas 50, soit un écart relatif de 8 %. Cet écart n'est pas particulièrement élevé mais conduit à des différences non-négligeables sur le HRR comme nous pouvons le voir sur les figures 2.17b et 2.17c. Aux temps courts, le HRR est du même ordre pour les deux essais : il est de 75 kW pour les deux essais à $t = 50$ s. A $t = 100$ s, il vaut 110 kW pour l'essai 49 et 104 kW pour l'essai 50. En revanche, en s'approchant du

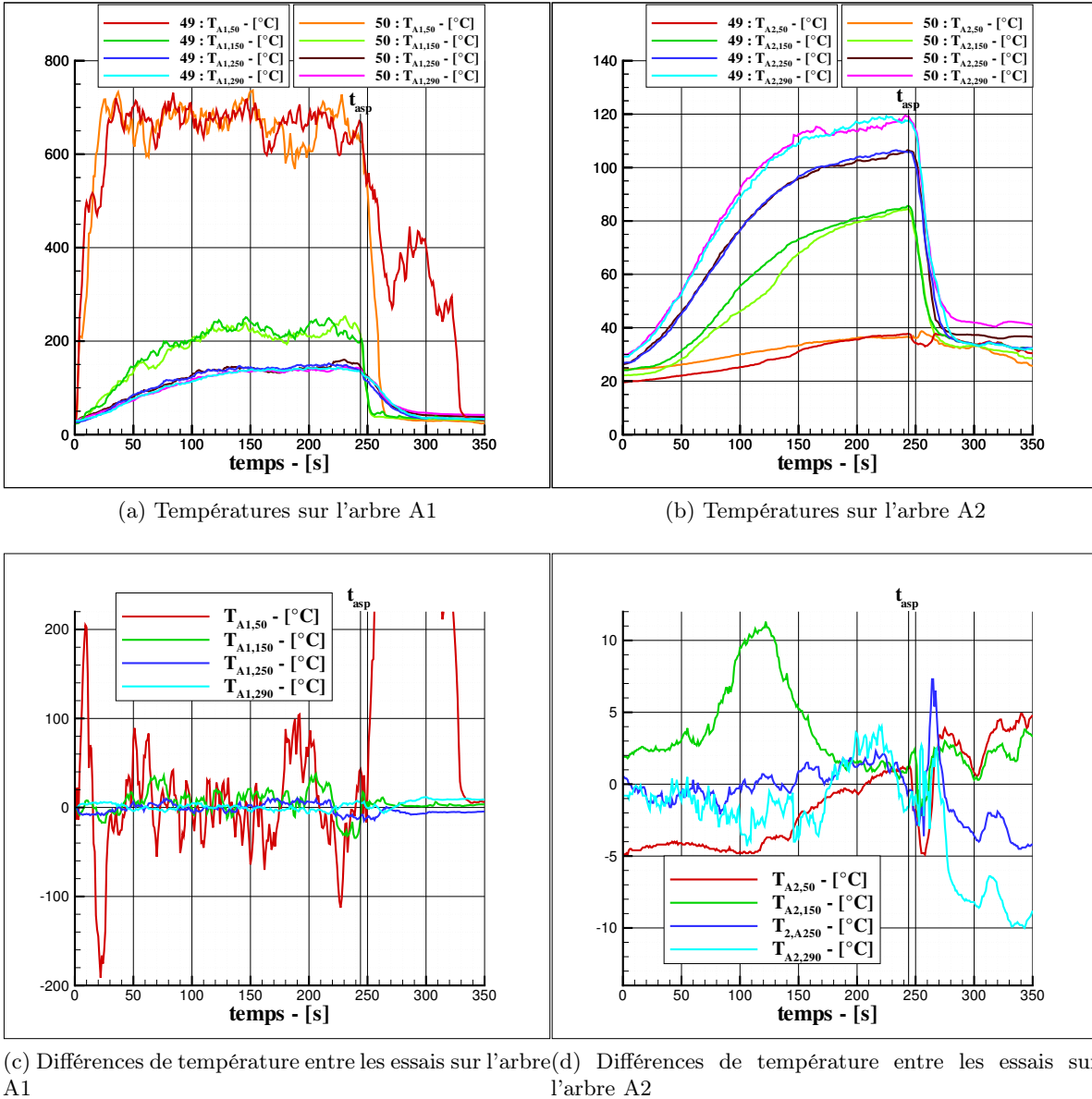
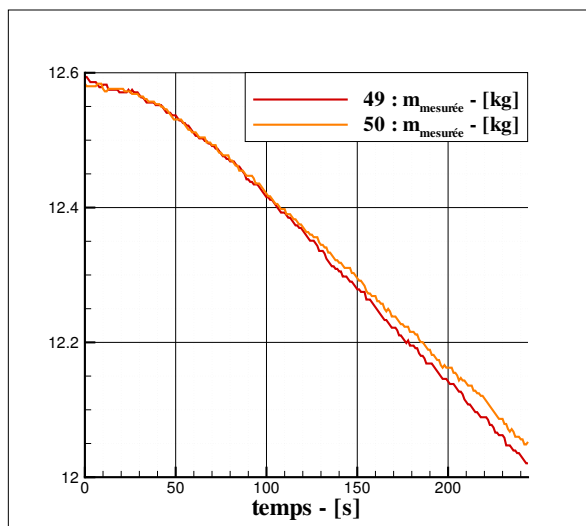


FIGURE 2.16 – Comparaison des champs de température pour deux essais d'heptane avec le même temps de déclenchement de l'aspersion : essais 49 et 50

temps de déclenchement de l'aspersion, l'écart devient plus important puisque pour $t = 200$ s, le HRR est de 115 kW pour l'essai 49 et plus que de 100 kW pour l'essai 50. Ces écarts restent raisonnables pour des essais de répétabilité.



(a) Mesure brute de perte de masse : essais 49 et 50

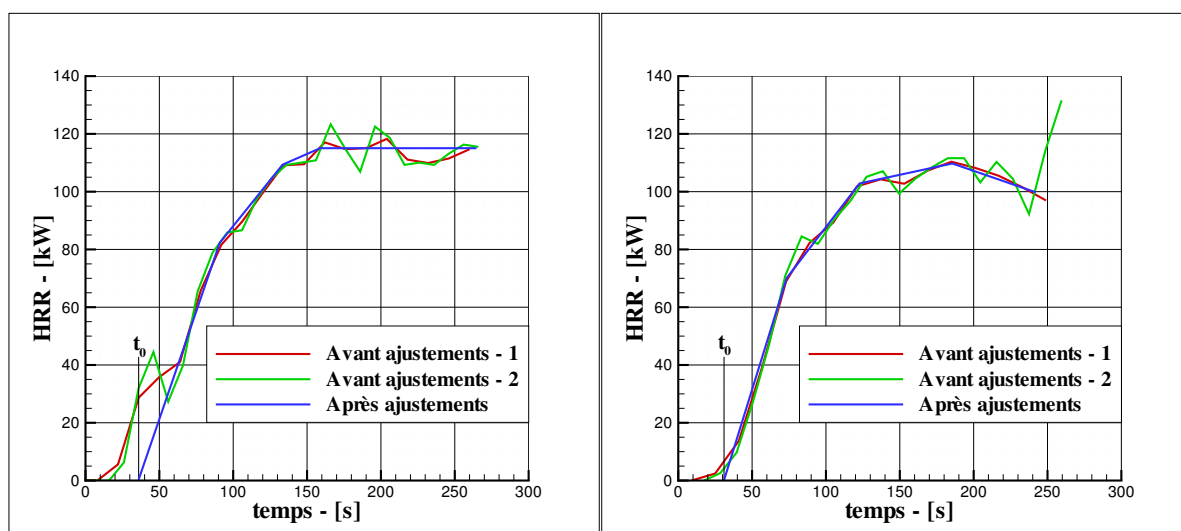
(b) HRR déterminé par perte de masse et ajustements :
essai 49(c) HRR déterminé par perte de masse et ajustements :
essai 50

FIGURE 2.17 – Comparaison de la perte de masse et du HRR pour deux essais d'heptane avec le même temps de déclenchement de l'aspersion : essais 49 et 50

2.7 Bilan

Ce chapitre était l'occasion de présenter le dispositif expérimental utilisé pour la campagne d'essais. Nous avons pu ainsi observer les caractéristiques de la pièce et du système d'aspersion, l'instrumentation et les incertitudes liées à celle-ci. En particulier, la façon de déterminer le

HRR à l'aide des données en perte de masse et en concentration en O_2 , CO_2 et CO a été détaillée. La démarche expérimentale a également été identifiée ici. Le but est de faire varier le temps de déclenchement du combustible, le combustible, le diamètre du bac (pour les liquides inflammables), le nombre de buses utilisées et le placement du foyer par rapport à celles-ci pour observer un maximum de comportements du feu durant l'aspersion. Ces observations nous permettront ensuite d'étudier les mécanismes d'extinction et les phénomènes physiques présents lors de l'interaction entre un spray d'eau et un feu. La répétabilité des essais a été vérifiée et présentée dans ce chapitre, validant notre démarche. Les résultats obtenus lors de cette campagne expérimentale sont détaillés dans le chapitre suivant.

n°	Combustible	n _{buses}	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (s)	Informations complémentaires
ep_1	Fioul	0	25	21	-	Caractérisation du bac (jusqu'à essai ep_3). Utilisation du fluxmètre (jusqu'à essai 11).
ep_2	Fioul	0	35	19	-	
ep_3	Fioul	0	56	21	-	
1	Fioul	4	35	19	64	Caractérisation du système d'aspersion (jusqu'à essai 6).
2	Fioul	4	35	20	70	
3	Fioul	4	35	11	553	Utilisation d'un analyseur O ₂ , CO ₂ et CO (jusqu'à essai 6).
4	Fioul	4	25	15	469	
5	Fioul	4	25	13	605	
6	Fioul	4	56	12	130	
7	Fioul	4	35	9	550	Début des essais de répétabilité (jusqu'à essai 11).
8	Fioul	4	35	9	550	
9	Fioul	4	35	11	550	
10	Fioul	4	35	11	550	
11	Fioul	4	35	12	550	
12	Fioul	4	35	10	1805	Essai long pour définir le caractère stationnaire et étudier la concordance des différentes méthodes de détermination du HRR au moment de l'aspersion.
13	Fioul	4	35	12	38	Début de l'utilisation du peigne de thermocouple (jusqu'à essai 62). Début de l'utilisation d'enregistrements vidéos (jusqu'à essai 81). Début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'aspersion sur l'extinction pour 4 buses et un bac de fioul de diamètre 35 cm (jusqu'à essai 22).
14	Fioul	4	35	11	64	
15	Fioul	4	35	11	97	
16	Fioul	4	35	10	126	
17	Fioul	4	35	11	183	

TABLEAU 2.5 – Liste des essais

n°	Combustible	n_{buses}	D_{bac} (cm)	T_{init} (°C)	t_{asp} (s)	Informations complémentaires
18	Fioul	4	35	11	301	
19	Fioul	4	35	10	123	
20	Fioul	4	35	7	94	
21	Fioul	4	35	6	126	
22	Fioul	4	35	6	181	
23	Fioul	2	35	7	67	Début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'asper- sion sur l'extinction pour 2 buses et un bac de fioul de diamètre 35 cm. Utilisation des buses Nord-Est et Sud-Ouest uniquement (jusqu'à essai 27).
24	Fioul	2	35	8	126	
25	Fioul	2	35	8	183	
26	Fioul	2	35	10	304	
27	Fioul	2	35	11	545	
28	Fioul	1	35	11	67	Utilisation de la buse Nord-Est uniquement (jusqu'à essai 30). Foyer placé sous la buse.
29	Fioul	1	35	6	67	Foyer placé sous la buse.
30	Fioul	1	35	6	63	Foyer placé au centre de la pièce.
31	Fioul	4	25	10	38	Début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'asper- sion sur l'extinction pour 4 buses et un bac de fioul de diamètre 25 cm (jusqu'à essai 38).
32	Fioul	4	25	10	64	
33	Fioul	4	25	10	99	
34	Fioul	4	25	10	128	
35	Fioul	4	25	10	186	
36	Fioul	4	25	10	305	
37	Fioul	4	25	10	544	
38	Fioul	4	25	12	1028	

TABLEAU 2.5 (suite) – Liste des essais

n°	Combustible	n_{buses}	D_{bac} (cm)	T_{init} (°C)	t_{asp} (s)	Informations complémentaires
39	Heptane	4	25	18	129	Début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'aspiration sur l'extinction pour 4 buses et un bac d'heptane de diamètre 25 cm. Chaque essai est répété trois fois (jusqu'à essai 56).
40	Heptane	4	25	18	124	
41	Heptane	4	25	19	125	
42	Heptane	4	25	19	67	
43	Heptane	4	25	19	64	
44	Heptane	4	25	20	67	
45	Heptane	4	25	21	308	
46	Heptane	4	25	24	304	
47	Heptane	4	25	22	305	
48	Heptane	4	25	24	248	
49	Heptane	4	25	25	244	
50	Heptane	4	25	25	244	
51	Heptane	4	25	25	184	
52	Heptane	4	25	26	185	
53	Heptane	4	25	24	188	
54	Heptane	4	25	21	66	
55	Heptane	4	25	22	187	
56	Heptane	4	25	12	304	
57	Heptane	4	25	23	128	Début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'aspiration sur l'extinction pour 4 buses et un bac d'heptane de diamètre 35 cm. Chaque essai est répété trois fois (jusqu'à essai 62).
58	Heptane	4	35	23	128	
59	Heptane	4	35	24	123	
60	Heptane	4	35	23	65	
61	Heptane	4	35	23	67	
62	Heptane	4	35	24	63	

TABLEAU 2.5 (suite) – Liste des essais

n°	Combustible	n _{buses}	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (min) pour essais 63 à 69 (s) pour essais 70 à 81	Informations complémentaires
63	Bûcher	4	-	28	30 :11	Début des essais bûcher (jusqu'à essai 69). Utilisation de 3 hauteurs de bûchettes.
64	Bûcher	4	-	22	12 :08	Utilisation de 6 hauteurs de bûchettes (jusqu'à essai 69). Foyer placé au centre de la pièce (jusqu'à essai 67). Deux aspersion nécessaires à l'extinction.
65	Bûcher	4	-	28	10 :08	Trois aspersion nécessaires à l'extinction.
66	Bûcher	4	-	30	4 :07	Deux aspersion nécessaires à l'extinction.
67	Bûcher	4	-	25	6 :08	Trois aspersion nécessaires à l'extinction.
68	Bûcher	4	-	22	16 :08	Foyer placé au sous la buse Nord-Est (jusqu'à essai 69).
69	Bûcher	4	-	24	11 :08	
70	Gazole	4	25	19	38	Début de l'utilisation du thermocouple sur flotteur et début de l'analyse de l'influence du temps de déclenchement de l'aspersion sur l'extinction pour 4 buses et des bacs de gazole de diamètre 25 cm et 35 cm. (jusqu'à essai 81).
71	Gazole	4	25	18	63	
72	Gazole	4	25	19	95	
73	Gazole	4	25	19	130	
74	Gazole	4	25	19	187	
75	Gazole	4	25	20	309	
76	Gazole	4	25	20	542	
77	Gazole	4	35	18	38	
78	Gazole	4	35	17	63	
79	Gazole	4	35	17	95	
80	Gazole	4	35	19	124	
81	Gazole	4	35	20	184	

TABLEAU 2.5 (suite) – Liste des essais

Chapitre 3

Résultats expérimentaux

Sommaire

3.1	Combustible : fioul	52
3.1.1	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 14	52
3.1.2	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 18	55
3.1.3	Analyse de l'ensemble des essais	58
3.1.4	Mesure de température de surface du combustible	62
3.2	Combustible : heptane	67
3.2.1	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 43	67
3.2.2	Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 46	69
3.2.3	Répétabilité du temps d'extinction	73
3.3	Combustible : bûcher	73
3.3.1	Champs de température	75
3.3.2	Perte de masse et HRR avant aspersion	76
3.3.3	Concentration en oxygène à l'extraction	78
3.3.4	Observations visuelles	79
3.4	Bilan	82

Tous les essais réalisés ne seront pas présentés dans ce chapitre, l'accent étant mis sur ceux amenant les observations les plus constructives vis-à-vis de l'action du brouillard d'eau sur le feu et des phénomènes d'extinction. Nous analyserons donc l'influence de chaque variable expérimentale sur les phénomènes d'extinction, soit :

- le combustible ;
- le temps de combustion avant déclenchement du brouillard d'eau ;
- le diamètre du bac pour les feux de combustible liquide ;
- le nombre de buses.

Pour les essais de fioul et d'heptane, nous présenterons en particulier un cas où l'aspersion a été déclenchée rapidement et un second où elle est déclenchée tardivement. Notons que ces notions sont relatives à la configuration d'un essai donné et que le temps d'activation seul n'est pas d'une importance capitale si l'on ne prend pas en compte les différents phénomènes qu'il implique.

3.1 Combustible : fioul

Nous allons tout d'abord présenter deux cas de fioul qui se distinguent principalement par un temps de déclenchement du système de brouillard d'eau très différents : dans le premier, l'aspersion est activée une minute après départ du feu (essai 14), tandis que le temps avant déclenchement de l'aspersion est de cinq minutes dans le second (essai 18). Cette grandeur influe considérablement sur les phénomènes d'extinction, qui seront détaillés ici.

Les principales caractéristiques de ces deux essais, ainsi que de l'ensemble des essais détaillés dans cette section, sont affichées dans le tableau 3.1. Nous pouvons ainsi y voir successivement : le n° de l'essai, le nombre de buses utilisées, le diamètre du bac utilisé, la température initiale, le temps de déclenchement de l'aspersion, le HRR au moment de l'aspersion, la température sous plafond au moment de l'aspersion, les temps d'extinction suivant les différents critères : $t_{ext,vid}$, $t_{ext,th\ gaz}$ et $t_{ext,th\ comb}$, et enfin le mécanisme d'extinction dominant.

3.1.1 Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 14

3.1.1.1 Champs de température

Les différents champs de température mesurés dans la pièce sont présentés sur la figure 3.1.

Ainsi, sur la figure 3.1a, nous pouvons voir l'évolution de la température avec le temps aux quatre points de l'arbre de thermocouples A1, soit aux hauteurs de 50, 150, 250 et 290 cm au dessus du sol. La température à 50 cm donne une indication sur la température proche de la flamme. En effet, durant les premières dizaines de secondes après le départ du feu, la flamme n'est pas assez haute pour atteindre le thermocouple. De plus, même quand le feu est développé, le thermocouple se situe dans une zone d'oscillation de la flamme et mesure donc plutôt une température de gaz très proche de la flamme que la température de la flamme elle-même. Sur l'arbre A1, nous pouvons remarquer que la température diminue avec la hauteur et par conséquent avec l'éloignement du foyer. C'est par ailleurs l'analyse de ces données qui nous permet de définir le temps d'extinction $t_{ext,th\ gaz}$, comme indiqué dans le chapitre 2.

Les températures mesurées le long de l'arbre A2 sont un bon indicateur du champ de température hors de la zone de flamme. Celles-ci sont représentées sur la figure 3.1b et font ressortir une stratification thermique avant aspersion. Au moment du déclenchement de l'aspersion, le champ de température est faible puisque la valeur est à peine supérieure à 30°C sous plafond. En moins de 30 secondes après déclenchement, nous retrouvons un champ de température homogène et décroissant avec le temps. Cette homogénéisation a au préalable induit un refroidissement rapide pour la couche haute tandis que la température a augmenté dans la couche basse.

La figure 3.1c présente les températures mesurées à l'aide du peigne de thermocouples situé dans le bac de combustible. Dans la légende, $T_{comb,1}$ correspond au thermocouple situé le plus haut tandis que $T_{comb,5}$ représente la température mesurée par le thermocouple le plus bas. Les comportements sont très différents pour les thermocouples 1 et 2 par rapport aux numéros 3, 4 et 5. La raison en est que les deux premiers sont dès le début de l'essai juste au dessus de la surface de combustible et mesurent donc une température de flamme et non de liquide. Par ailleurs,

il y a une différence de température considérable (de l'ordre de 80°C) entre les thermocouples 3 et 4 au moment de l'aspersion alors qu'ils ne sont séparés que de 5 mm. C'est pourquoi même le thermocouple le plus proche de la surface du combustible ne mesure pas précisément la température de celle-ci. En fait, le seul instant où il mesurera directement la température de surface du combustible sera le moment où celle-ci, sous l'effet de la pyrolyse, descendra jusqu'à faire émerger le thermocouple. Après déclenchement du brouillard d'eau, les températures de flamme juste au-dessus du combustible diminuent brutalement tandis que la température dans le bac continue d'augmenter. De plus, le champ de température dans le liquide tend vers une homogénéisation durant l'aspersion. A $t = 110$ s, la température mesurée par le thermocouple 2 augmente de nouveau. Les gouttes d'eau atteignant le bac ont tendance à faire remonter la hauteur de liquide dans celui-ci. Ainsi, ce thermocouple se trouve immergé et la température mesurée par celui-ci est très proche de celle indiquée par le thermocouple 3, situé 5 mm plus bas. Ces données nous permettent de déterminer $t_{ext,th\ comb}$, selon la méthode indiquée dans le chapitre 2.

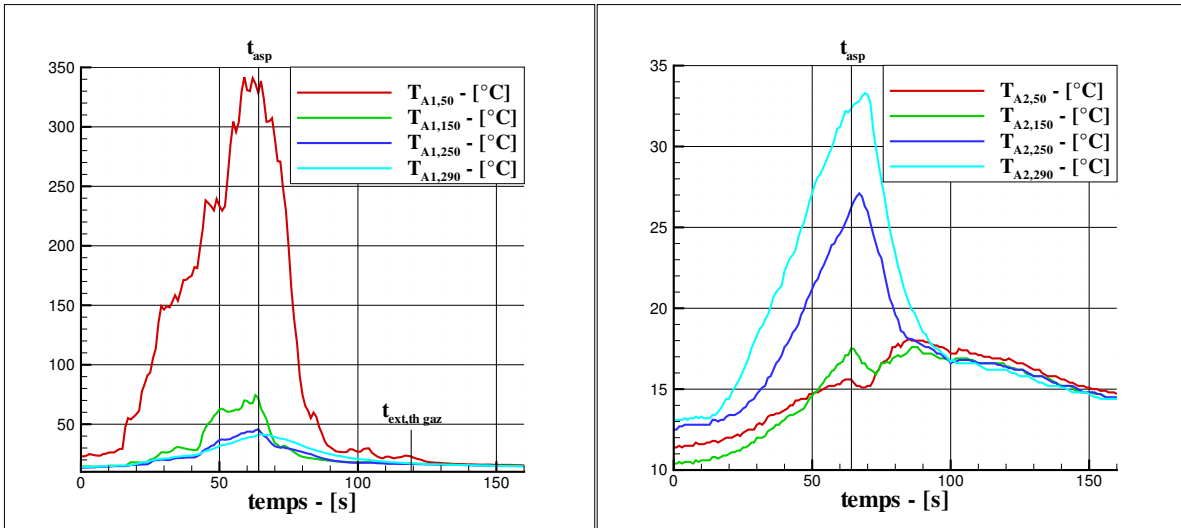
3.1.1.2 Concentration en oxygène à l'extraction

A l'instar des données de l'arbre de thermocouples A2, les variations de la concentration en O_2 (cf. figure 3.2) donnent de bonnes informations qualitativement sur l'évolution du feu, à partir du moment où la couche haute est homogénéisée et que l'on analyse bien un mélange représentatif des gaz de combustion. La chaîne de mesure de l'analyseur a une inertie assez lente, nous pouvons ainsi remarquer un décalage d'environ 30 à 40 secondes entre le départ du feu et l'observation des premières altérations de la concentration en O_2 . En particulier, l'air analysé étant celui évacué par l'extraction, on comprend aisément que celui-ci ne correspond pas aux fumées dégagées par le feu dans les premiers moments de la combustion. Par ailleurs, le mouvement des fumées est totalement différent avant et après déclenchement de l'aspersion. Si nous avons une stratification durant la première phase, le brouillard d'eau brasse les fumées dans l'ensemble de la pièce une fois activé. Cette caractéristique nous empêche malheureusement de pouvoir suivre le HRR grâce à une mesure de la concentration en O_2 en extraction durant l'aspersion et jusqu'à l'extinction.

3.1.1.3 Observations visuelles

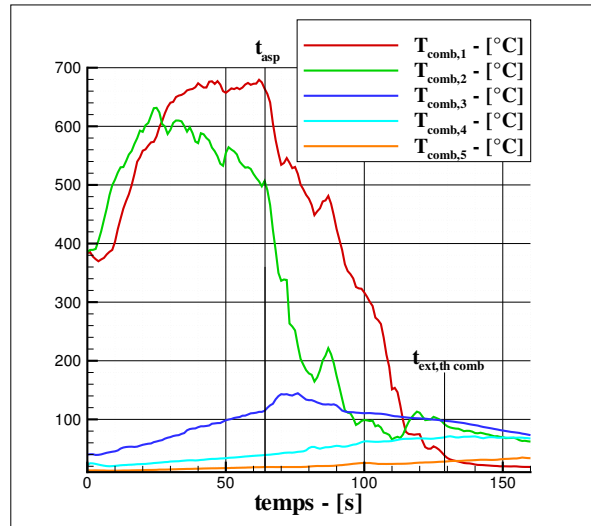
Un exemple visuel de l'essai 14 est présenté sur la figure 3.3. Rappelons que t_0 correspond au temps d'allumage du feu tandis que t_{asp} représente le temps de déclenchement de l'aspersion (64 s dans ce cas). On observe juste après aspersion un déplacement de la flamme dû à un effet de soufflage et à la turbulence engendrée par l'arrivée du brouillard d'eau, il y a alors brassage des vapeurs de combustible et de l'oxygène. Nous voyons ensuite une lente décroissance de la hauteur de flamme, et donc implicitement du HRR, jusqu'à extinction au temps $t_{ext,vid}$.

Dans ce cas (figure 3.3), le brouillard d'eau est déclenché après 64 s, correspondant à une puissance de 48 kW. A cet instant, le HRR et les champs de température, que ce soit dans la phase gazeuse, le combustible ou sur les parois, sont faibles. Quand les gouttes sont injectées dans la pièce, leur inertie surpasse donc facilement la traînée du panache encore faible et elles pénètrent la flamme jusqu'à atteindre le combustible en ayant perdu peu de masse par évaporation. Lorsque la température de surface du combustible est descendue sous sa température d'inflammation,



(a) Températures sur l'arbre A1

(b) Températures sur l'arbre A2



(c) Températures dans le combustible

FIGURE 3.1 – Champs de température pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14

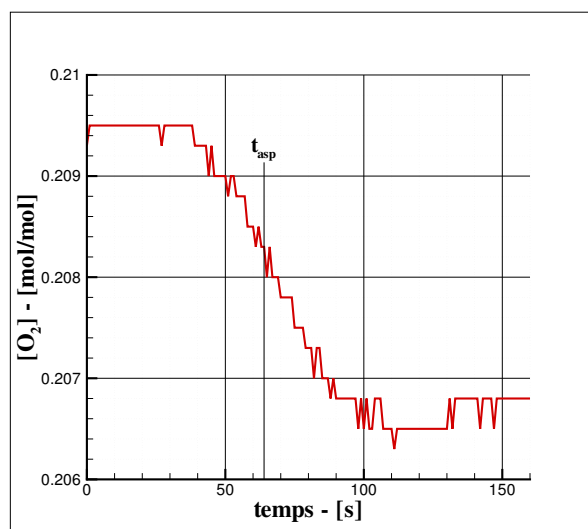


FIGURE 3.2 – Concentration en oxygène à l'extraction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14

nous atteignons l'extinction. Nous pouvons remarquer dans le tableau 3.1 (page 63) que pour les essais où nous avons attribué l'extinction au phénomène de refroidissement du combustible, les temps d'extinction déterminés par observation des vidéos et par mesure des températures dans le combustible sont très proches, confirmant cette idée.

3.1.2 Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 18

3.1.2.1 Champs de température

Comme pour l'essai 14, la température $T_{A1,50}$, représentative du voisinage de la flamme, est de l'ordre de 350°C quelques dizaines de secondes après allumage du feu (cf. figure 3.4a). De plus, et contrairement à l'essai 14, il y a également une montée de la température juste après le déclenchement du brouillard d'eau (cf. figures 3.4a et 3.4b). Elle s'explique par les effets dynamiques engendrés par l'arrivée du spray dans la zone de combustion. Ceux-ci ont tendance à favoriser la combustion dans un premier temps avant d'être supplantés par l'effet de puits thermique créé par la grande quantité d'eau évaporée.

A l'instar des thermocouples 1 et 2 situés dans le combustible pour l'essai 14, le thermocouple 1 est également situé dès le début de l'essai hors de la flamme (cf. figure 3.4c). Le gradient de température dans le combustible avant aspersion déjà évoqué pour le cas précédent est encore une fois très important (quasiment 200°C entre les thermocouples 2 et 3 après 60 s). A $t \approx 190$ s, le thermocouple 2 émerge du combustible et nous avons ainsi un palier de température. Comme indiqué plus tôt, cet instant est le seul où nous pouvons mesurer la température de surface du combustible, qui est donc d'environ 300°C ici. Une fois dans la zone de flamme, la température mesurée monte rapidement aux alentours de 400°C . Après déclenchement de l'aspersion, la température dans le bac s'homogénéise comme dans le cas 14 tandis que les thermocouples 1 et 2, situés dans la phase gazeuse, mesurent des températures bien inférieures à la température du

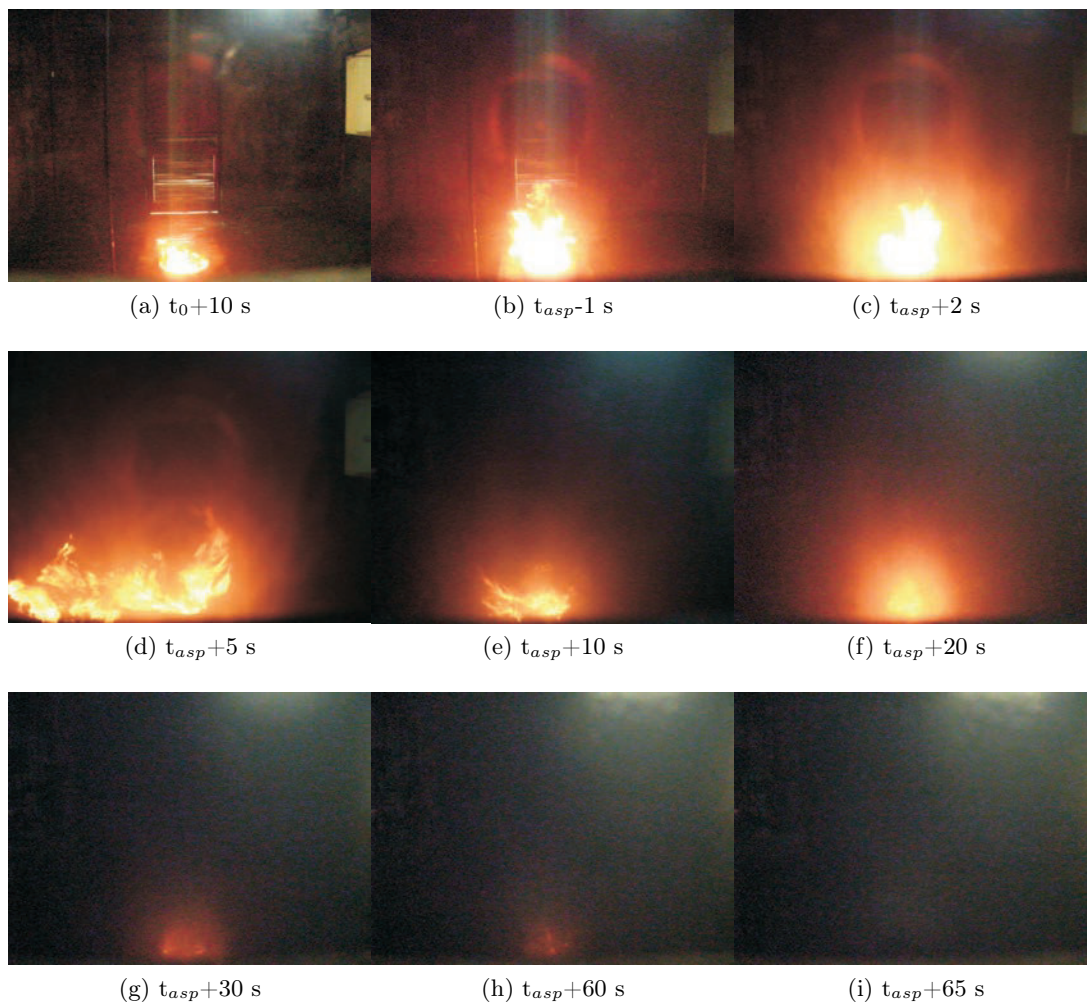
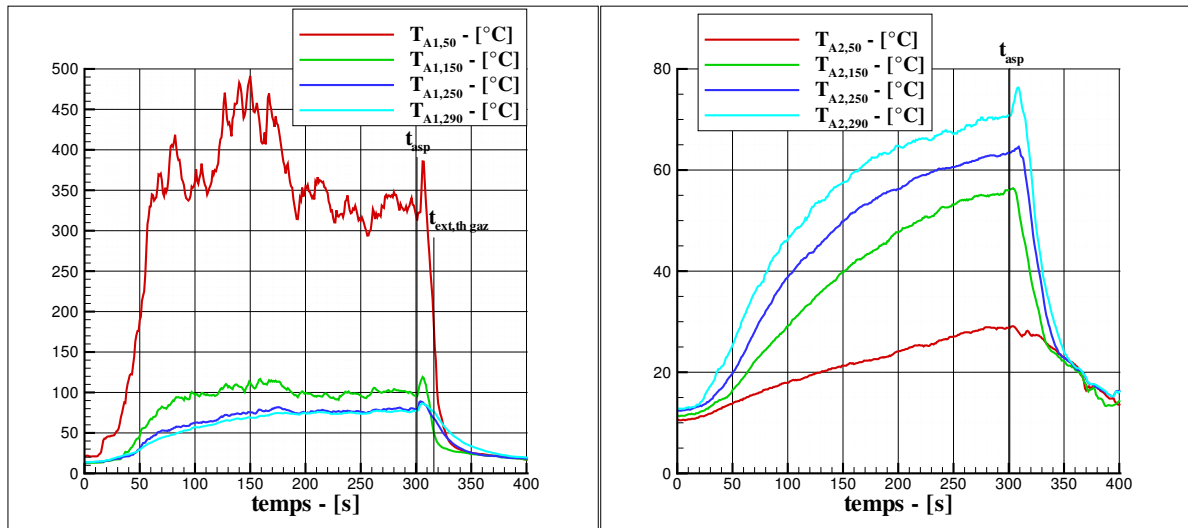


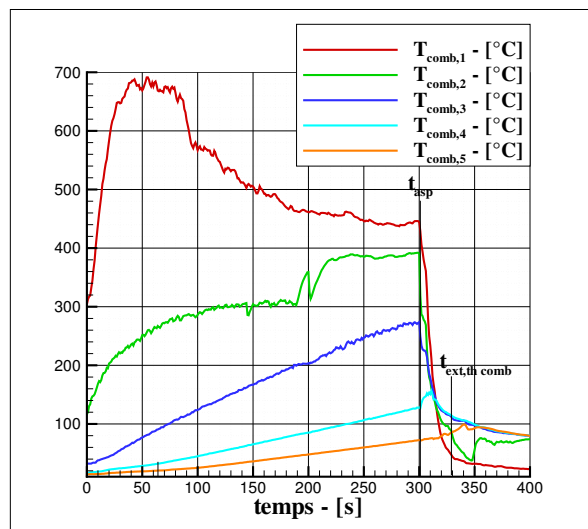
FIGURE 3.3 – Images d’extinction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 14

liquide. Néanmoins, le brouillard d'eau étant toujours appliqué après extinction, le bac se remplit et à $t \approx 350$ s, le thermocouple 2 est de nouveau immergé dans la phase liquide, comme le montre la rapide montée en température mesurée par celui-ci vers la température homogène du mélange liquide. Il doit être remarqué que la température du combustible au moment de l'extinction est encore largement à la température d'inflammation du fioul et que l'extinction n'est donc pas obtenue par refroidissement du combustible ici.



(a) Températures sur l'arbre A1

(b) Températures sur l'arbre A2



(c) Températures dans le combustible

FIGURE 3.4 – Champs de température pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18

3.1.2.2 Concentration en oxygène à l'extraction

Comme pour les températures, on observe après le déclenchement du brouillard d'eau une accentuation de la baisse de la concentration en oxygène avant qu'elle ne remonte, traduisant

alors la baisse du HRR. En outre, comme pour l'essai 14, il y a un décalage d'une trentaine de secondes entre le départ du feu et l'observation des premières altérations de la concentration en O_2 .

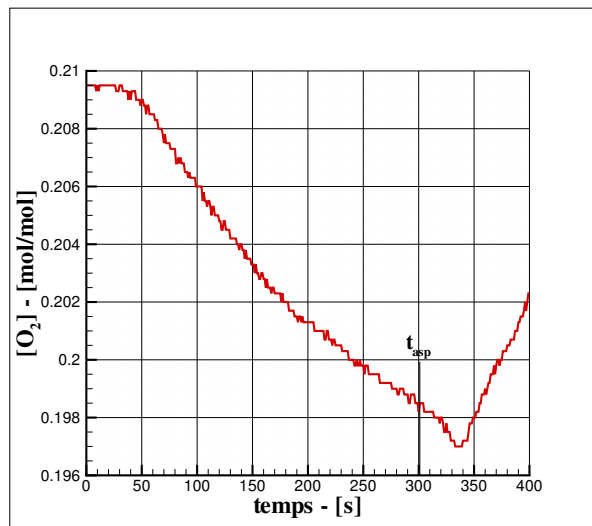


FIGURE 3.5 – Concentration en oxygène à l'extraction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18

3.1.2.3 Observations visuelles

Comme pour l'essai 14 présenté précédemment, la figure 3.6 nous permet d'observer un déplacement de la flamme juste après aspersion, celle-ci étant déclenchée à $t_{asp} = 301$ s. Ensuite, le brassage est beaucoup plus important et la flamme est plus imposante après aspersion qu'avant. En revanche, l'extinction est beaucoup plus rapide et brutale qu'elle ne l'était dans l'essai 14.

Dans cet essai, le brouillard d'eau est déclenché après 301 s, correspondant à une puissance de 68 kW. Ici, le HRR et le champ de température dans la phase gazeuse sont élevés au moment du déclenchement de l'aspersion. Quand les gouttes sont injectées dans la pièce, elles s'évaporent donc très rapidement et ne parviennent pas à pénétrer le panache et la flamme. Par conséquent il n'y a qu'une très faible quantité de gouttes qui atteint la surface du combustible et on ne peut pas attribuer l'extinction à son refroidissement. Ces observations sont d'ailleurs confirmées par l'analyse de la température du combustible, comme indiqué précédemment. L'évaporation en revanche a un rôle très important. Les mécanismes entrant en compte sont donc plutôt le refroidissement de la phase gazeuse (et a fortiori de la flamme) et l'inertage local.

3.1.3 Analyse de l'ensemble des essais

3.1.3.1 Influence du diamètre du bac et du temps d'aspersion

Ces observations, ajoutées aux résultats présentés dans les tableau 3.1, nous permettent de penser que le mécanisme d'extinction dépend ici de HRR_{asp} . Nous avons expliqué auparavant que

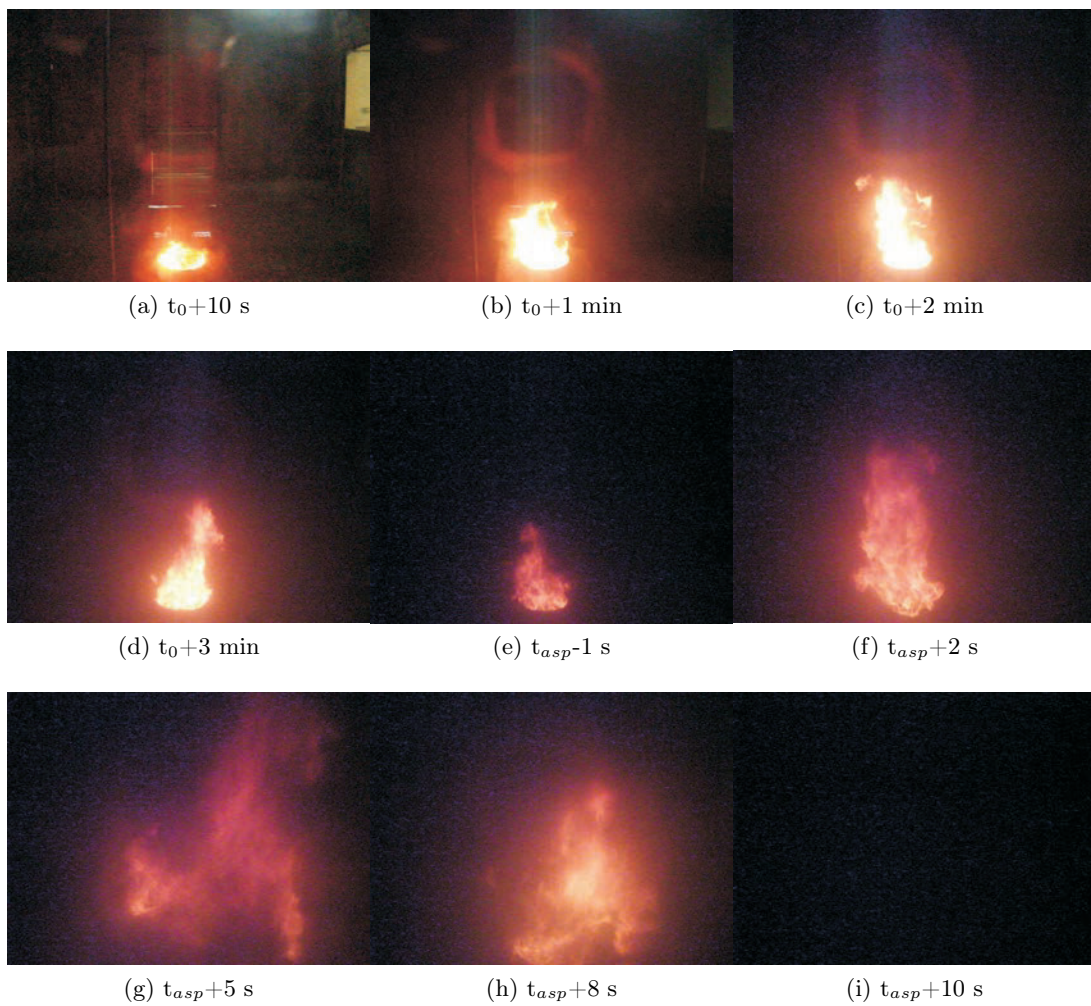


FIGURE 3.6 – Images d’extinction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 18

le temps d'extinction était beaucoup plus faible pour un cas s'éteignant par refroidissement de la flamme que pour un cas de refroidissement du combustible alors que HRR_{asp} était plus élevé. Nous avons donc décidé d'étudier le lien entre ces deux grandeurs et nous pouvons observer les résultats sur la figure 3.7. La légende indique ici le mécanisme d'extinction supposé et le diamètre du bac. Ainsi, il y a pour chaque bac une évolution croissante du temps d'extinction avec HRR_{asp} jusqu'à un certain point (45 kW pour le bac de 25 cm de diamètre, 33 kW pour le bac de 35 cm de diamètre). Pour les résultats correspondant aux essais mettant en place un bac de 35 cm de diamètre, seul un cas a pour mécanisme d'extinction le refroidissement du combustible alors que la puissance au moment de l'aspersion est supérieure à certains essais s'éteignant par refroidissement de la flamme. Ce cas correspond à l'essai 21, pour lequel le temps d'extinction est de 70 s pour une puissance à l'aspersion de 34 kW. Il s'éteint donc beaucoup plus lentement que les essais 16 et 19 pour lesquels nous avons extinction par refroidissement de la flamme. Or, le tableau 3.1 nous indiquent que la température initiale dans le premier essai est plus faible que pour les deux suivants. Nous avons donc choisi d'étudier aussi l'évolution du temps d'extinction avec la température sous plafond au moment de l'aspersion, représentative du champ de température dans la pièce, du moins de façon qualitative d'un essai à l'autre.

Les résultats de cette étude sont présentés sur la figure 3.8. Si la figure 3.7 nous montrait une rupture de pente pour chaque diamètre de bac, nous pouvons observer ici une rupture commune aux deux bacs utilisés, à une température sous plafond au moment de l'aspersion de 52°C. Ces différentes observations appuient encore un peu plus la différenciation entre extinction par refroidissement du combustible et de la flamme.

La comparaison entre $t_{ext,vid}$ (critère d'après les observations visuelles et critère de référence) et $t_{ext,th\ comb}$ (critère d'après la température du combustible) est également un bon critère pour déterminer si un feu s'est éteint par refroidissement du combustible ou de la flamme. En effet, nous avons vu que dans le premier cas, l'extinction était atteinte lorsque la température de surface du combustible descendait en dessous du point d'inflammation. Dans le second en revanche, la flamme est supprimée grâce à l'évaporation des gouttes. A ce moment, trop peu de gouttes ont pu atteindre la surface de combustible et le feu est éteint alors que la température du combustible est donc encore bien supérieure au point d'inflammation. Ainsi, pour les cas de refroidissement du combustible avec le bac de 35 cm de diamètre, l'écart maximal observé entre ces deux grandeurs est de 13 s et la moyenne est de 7 s. Pour les cas de refroidissement de la flamme, les écarts sont bien plus importants : la moyenne est de 26 s avec un maximum à 45 s. Les écarts relatifs sont plus marquants encore : respectivement 20 % et 12% pour les écarts maximum et moyen pour les cas de refroidissement du combustible et 281 % et 198 % au maximum et en moyenne pour les autres essais.

Pour les essais faisant intervenir le bac de diamètre 25 cm, les conclusions sont les mêmes bien que légèrement moins tranchées. Ainsi, pour les cas de refroidissement du combustible, l'écart absolu maximum entre $t_{ext,vid}$ et $t_{ext,th\ comb}$ 35 s et l'écart moyen de 24 s. Pour le seul cas de refroidissement de la flamme, l'écart est absolu est de 31 s. L'écart relatif est lui de 100 % tandis que pour les essais de refroidissement du combustible, les écarts relatifs moyen et maximum sont respectivement de 37 % et 107 %. Si en moyenne l'écart entre les deux temps d'extinction est largement plus faible pour les cas de refroidissement du combustible, nous avons néanmoins des écarts significatifs. Pour 6 de ces 7 essais, l'écart est ainsi située entre 20 et 35 s. Il doit être précisé que le fioul utilisé était d'une provenance différente que celui exploité pour les essais 7 à 30. Il nous a malheureusement été impossible de mesurer le point d'inflammation pour celui-ci.

Il a donc été supposé qu'il était identique à l'ancien, soit 92°C . Or, les écarts observés entre nos temps d'extinction pourraient être justifiés par un point d'inflammation supérieur ne serait-ce que de quelques degrés centigrades.

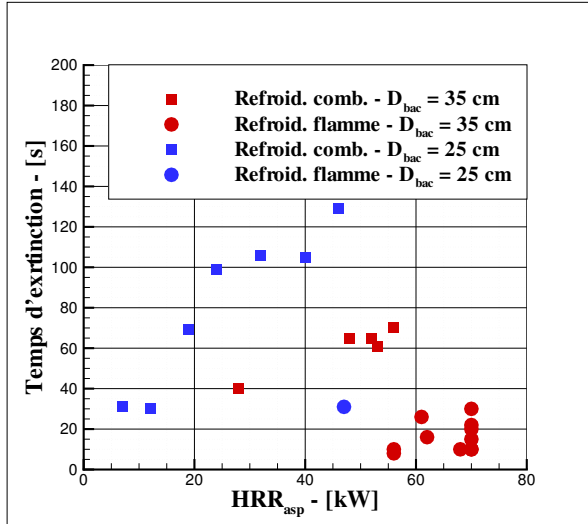


FIGURE 3.7 – Dépendance du temps d'extinction ($t_{ext,vid}$) par rapport au HRR au moment du déclenchement de l'aspersion

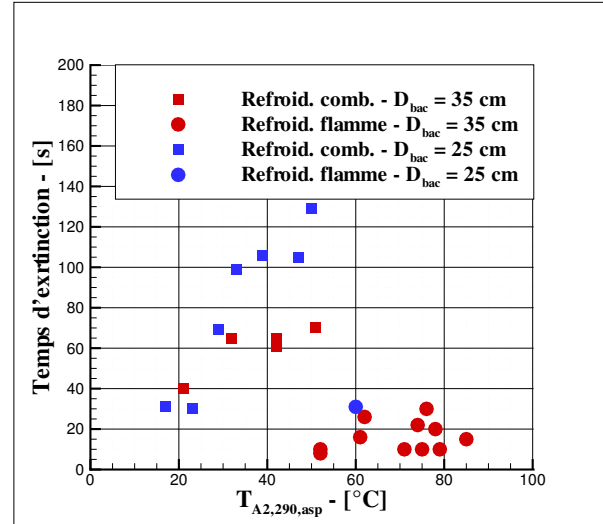


FIGURE 3.8 – Dépendance du temps d'extinction ($t_{ext,vid}$) par rapport au champ de température au moment du déclenchement de l'aspersion

3.1.3.2 Influence du nombre de buses utilisées

La plupart des essais réalisés ont impliqué l'ensemble des quatre buses de brouillard d'eau. Nous avons analysé l'influence du nombre de buses sur les phénomènes d'extinction en mettant en place cinq essais faisant intervenir 2 buses seulement (essais 23 à 27), celles se trouvant sur la diagonale Sud Ouest - Nord Est. Ces essais suivent la même démarche que ceux présentés plus tôt dans ce chapitre, c'est à dire un temps de déclenchement variable, allant de 1 à 9 minutes. Trois autres essais ont également été réalisés durant lesquels seule la buse Nord Est a été utilisée. Dans deux de ces essais (28 et 29), le foyer était placé sous la buse tandis que dans le dernier (essai 30), celui-ci se situait au centre de la pièce. Les caractéristiques de ces essais sont répertoriées dans le tableau 3.1. Rappelons que le débit d'eau est de 6.3 l/min/buse .

Pour les essais faisant intervenir deux buses, la comparaison entre les temps d'extinction déterminés par la mesure de température dans le bac et ceux estimés par observation visuelle nous laissent penser que ces feux ne se sont pas éteints par refroidissement du combustible, si l'on suit le raisonnement détaillé précédemment concernant la comparaison entre $t_{ext,vid}$ et $t_{ext,th\ comb}$. Néanmoins, les temps d'extinction sont bien plus longs que ceux observés dans les cas de refroidissement de la flamme dans les cas avec 4 buses, en particulier les essais 23 à 25. Ces observations ne nous permettent pas de conclure aussi fermement sur le mécanisme d'extinction prédominant que pour les essais précédents. Rappelons néanmoins que dans tous les cas, tous ces mécanismes sont présents simultanément dans les phénomènes d'extinction. Leur importance relative dans le processus d'extinction est simplement plus proche avec un débit d'eau réduit, tel que celui produit par 2 buses.

Les conclusions sont bien plus directes lorsqu'une seule buse est utilisée. En effet, quand le foyer est placé directement sous celle-ci, la flamme se décroche instantanément de la surface du combustible et ne persiste qu'une fraction de seconde avant de disparaître. Dans ce cas, il ne fait aucun doute que la flamme est soufflée par la cinétique induite par l'aspersion. Quand le foyer est placé au centre de la pièce en revanche, le débit d'eau est trop faible pour éteindre le feu de quelque manière que ce soit, et il n'y a donc pas d'extinction dans ce cas.

3.1.4 Mesure de température de surface du combustible

Comme indiqué dans le chapitre précédent, nous avons utilisé pour les essais 70 à 81 un thermocouple attaché à un flotteur qui nous permet ainsi de mesurer à tout instant la température de surface de combustible ou au moins en un point très proche de la surface. En effet, la rigidité du thermocouple, les oscillations de la surface de combustible induites par la combustion et d'autant plus par l'activation de l'aspersion ne nous permettent pas d'affirmer que le thermocouple, initialement placé exactement sur la surface de combustible, restera à cette position durant l'intégralité de l'essai. Pour ces essais, le combustible utilisé n'est plus du fioul mais du gazole. Cependant, ces deux combustibles ont des propriétés très proches, nous pouvons donc supposer que les phénomènes observés avec le fioul seront également vérifiés avec du gazole. Nous avons malgré tout mesuré le point d'inflammation du gazole à 100°C.

A l'instar des essais 7 à 38, le tableau 3.2 recense les différentes caractéristiques des essais 70 à 81, de même que les différents temps d'extinction définis expérimentalement et le mécanisme d'extinction prépondérant. Nous avons fait varier le temps de déclenchement de l'aspersion pour les deux diamètres de bac déjà étudiés : 25 cm (essais 70 à 76) et 35 cm (essais 77 à 81).

Nous pouvons voir l'évolution de la température de surface du combustible avec le temps pour les différents essais sur les figures 3.9 pour le bac de diamètre 25 cm et 3.10 pour le bac de diamètre 35 cm. Le temps $t = 0$ s ne correspond pas ici au temps d'allumage du feu : ces courbes ont été calées dans le temps de sorte à avoir un temps d'allumage équivalent. Pour chacune des courbes, il y a tout d'abord une montée en température du combustible puis à un temps donné (le temps de déclenchement de l'aspersion) une chute brutale de celle-ci. Pour les essais 72 et 74, nous pouvons remarquer une montée rapide en température de 230°C à plus de 300°C. Comme nous l'avons dit plus tôt, il est envisageable que le thermocouple bouge très légèrement durant les essais du fait des diverses instabilités à la surface du combustible. Il paraît donc vraisemblable que pour ces deux essais, le thermocouple soit sorti du combustible et mesure ainsi une température de gaz à la base de la flamme plutôt que la température du gazole. Cette hypothèse est d'autant plus envisageable que nous pouvons voir des variations de température beaucoup plus importantes pour ces deux essais au début de la phase d'extinction, représentatives de températures de flamme plutôt que de la température de combustible. Globalement, la montée en température montre une répétabilité satisfaisante pour les deux bacs.

Sur les figures 3.11 et 3.12 sont présentées ces mêmes évolutions de température du combustible avec le temps mais focalisées sur la phase d'extinction. Ici, le temps initial est en fait le temps de déclenchement du brouillard d'eau pour tous les essais. Ainsi, pour les essais où l'extinction est attribuée au refroidissement du combustible, la température de celui-ci au temps $t_{ext,vid}$ est toujours inférieure à 150°C alors qu'elle est toujours supérieure lorsque l'on est dans un cas de refroidissement de la flamme. Pour les essais 7 à 38, nous avons identifié des similitudes

n°	n _b	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (s)	HRR _{asp} (kW)	T _{290,asp} (°C)	t _{ext,vid} (s)	t _{ext,th gaz} (s)	t _{ext,th comb} (s)	Méca. d'ext.
7	4	35	9	550	67	74	22	24	-	Refroid. flamme
8	4	35	9	550	73	75	10	12	-	Refroid. flamme
9	4	35	11	550	71	76	30	27	-	Refroid. flamme
10	4	35	11	550	72	78	20	21	-	Refroid. flamme
11	4	35	12	550	75	79	10	10	-	Refroid. flamme
12	4	35	10	1805	70	85	15	25	-	Refroid. flamme
13	4	35	12	38	28	21	40	35	35	Refroid. comb.
14	4	35	11	64	48	32	65	55	65	Refroid. comb.
15	4	35	11	97	53	42	61	50	72	Refroid. comb.
16	4	35	10	126	56	52	10	8	24	Refroid. flamme
17	4	35	11	183	61	61	16	17	61	Refroid. flamme
18	4	35	11	301	68	71	10	15	28	Refroid. flamme
19	4	35	10	123	56	52	8	10	30	Refroid. flamme
20	4	35	7	94	52	42	65	58	78	Refroid. comb.
21	4	35	6	126	56	51	70	57	78	Refroid. comb.
22	4	35	6	181	60	62	26	26	56	Refroid. flamme
23	2	35	7	67	49	34	73	80	107	?
24	2	35	8	126	56	53	87	89	167	?
25	2	35	8	183	61	63	65	67	143	?
26	2	35	10	304	68	73	22	22	132	?
27	2	35	11	545	70	82	36	47	157	?
28	1	35	11	67	49	38	2	5	14	Soufflage
29	1	35	6	67	49	31	2	9	16	Soufflage
30	1	35	6	63	48	32	-	-	-	-

TABLEAU 3.1 – Résultats expérimentaux : fioul

n°	n _b	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (s)	HRR _{asp} (kW)	T _{290,asp} (°C)	t _{ext,vid} (s)	t _{ext,th gaz} (s)	t _{ext,th comb} (s)	Méca. d'ext.
31	4	25	10	38	7	17	31	29	35	Refroid. comb.
32	4	25	10	64	12	23	30	30	62	Refroid. comb.
33	4	25	10	99	19	29	69	71	104	Refroid. comb.
34	4	25	10	128	24	33	99	108	126	Refroid. comb.
35	4	25	10	186	32	39	106	95	126	Refroid. comb.
36	4	25	10	305	40	47	105	103	125	Refroid. comb.
37	4	25	10	544	46	50	126	131	156	Refroid. comb.
38	4	25	12	1028	47	60	31	32	-	Refroid. flamme

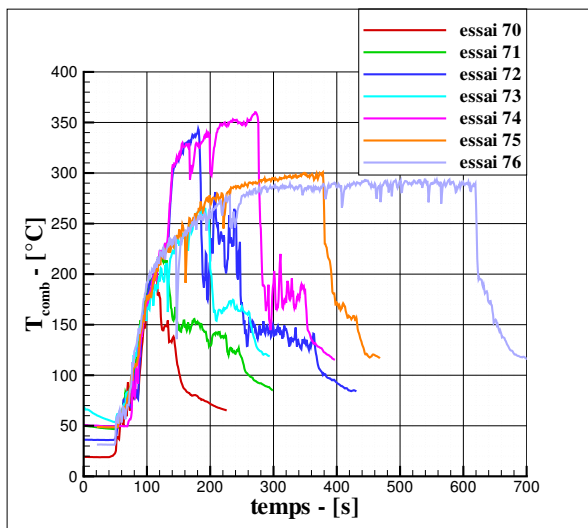
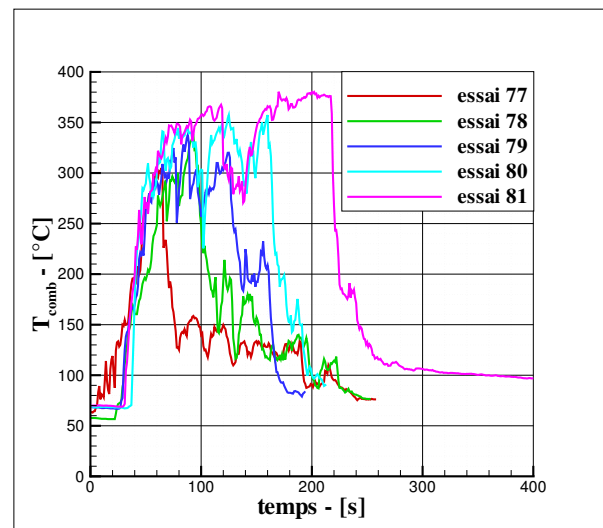
TABLEAU 3.1 (suite) – Résultats expérimentaux : fioul

entre $t_{ext,vid}$ et $t_{ext,th comb}$ pour les cas de refroidissement du combustible. C'est encore le cas pour ces essais puisque les écarts absolus maximal et moyen observés sont respectivement de 20 s et 12 s. Quant aux écarts relatifs, ils sont de 20 % au maximum et 9 % en moyenne. Pour les essais de refroidissement de la flamme, l'acquisition a malheureusement été stoppée avant que la température du combustible n'atteigne le point d'inflammation (100°C) dans certains cas. Nous pouvons d'ailleurs envisager, en regardant les figures 3.11 et 3.12, que pour les essais correspondant (73, 74, 75, 76 et 81), le combustible nécessiterait un temps bien plus long. Les écarts seront ainsi grandement minimisés ici. L'écart maximal absolu observé pour ces cas est donc de 53 s et l'écart moyen est de 36 s. Pour les écarts relatifs, ils sont respectivement de 224 % et de 96 % pour le maximal et le moyen. De plus, rappelons que ces écarts seraient très certainement largement supérieurs si les acquisitions avaient permis de déterminer $t_{ext,th comb}$ pour tous ces essais. Ces résultats confirment les impressions visuelles différenciant les essais de refroidissement du combustible et ceux de refroidissement de la flamme.

Comme pour les essais 7 à 38, nous avons évalué l'influence du HRR et du champ de température au moment de l'aspersion sur le temps d'extinction. Les résultats sont représentés sur les figures 3.13 et 3.14, respectivement. Ces données ne peuvent être comparées directement avec celles des essais détaillés précédemment dans ce chapitre. En effet, même si le fioul et le gazole ont des caractéristiques extrêmement proches, nous pouvons imaginer que les faibles différences influent sensiblement sur les phénomènes d'extinction. Les conditions ambiantes sont par ailleurs très différentes entre des essais réalisés en hiver pour les premiers et en été pour les seconds. Cependant, les conclusions sont identiques pour les deux séries d'essais : une première phase durant laquelle le temps d'extinction augmente avec ces deux variables (cas de refroidissement du combustible) puis une seconde phase avec des temps d'extinction bien plus faibles au delà d'une certaine valeur (cas de refroidissement de la flamme). Si la tendance est la même que précédemment, les valeurs ont sensiblement varié entre ces deux séries d'essais. En effet, le palier entre ces deux phases se situait à $T_{A2,290,asp} = 52^\circ\text{C}$ pour les essais de fioul alors que cette température critique n'est qu'entre 36 et 40°C pour les essais de gazole.

n°	n _b	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (s)	HRR _{asp} (kW)	T _{290,asp} (°C)	t _{ext,vid} (s)	t _{ext,th comb} (s)	Méca. d'ext.
70	4	25	19	38	18	24	30	36	Refroid. comb.
71	4	25	17	63	21	27	118	129	Refroid. comb.
72	4	25	19	95	24	34	182	202	Refroid. comb.
73	4	25	19	130	29	40	63	> 102	Refroid. flamme
74	4	25	19	187	35	47	73	> 126	Refroid. flamme
75	4	25	20	309	41	54	51	> 91	Refroid. flamme
76	4	25	20	542	45	60	33	> 83	Refroid. flamme
77	4	35	18	38	19	32	157	154	Refroid. comb.
78	4	35	17	63	32	36	125	132	Refroid. comb.
79	4	35	16	95	48	50	33	45	Refroid. flamme
80	4	35	19	124	62	62	28	41	Refroid. flamme
81	4	35	19	184	76	73	21	> 68	Refroid. flamme

TABLEAU 3.2 – Résultats expérimentaux : gazole

FIGURE 3.9 – Evolution de la température de surface du combustible avec le temps - D_{bac} = 25 cmFIGURE 3.10 – Evolution de la température de surface du combustible avec le temps - D_{bac} = 35 cm

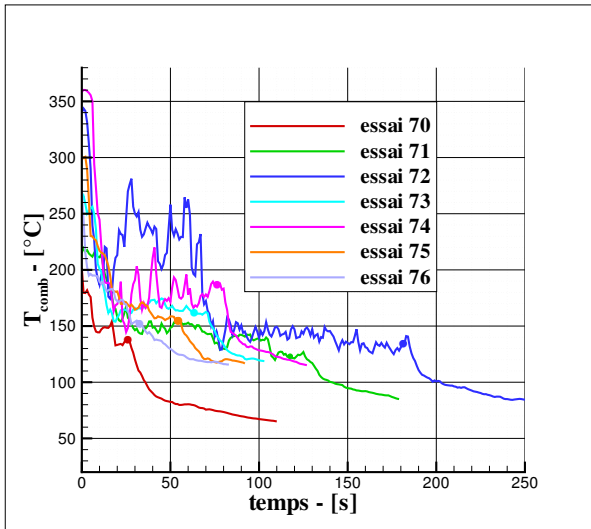


FIGURE 3.11 – Evolution de la température de surface du combustible avec le temps durant aspersion - $D_{bac} = 25$ cm

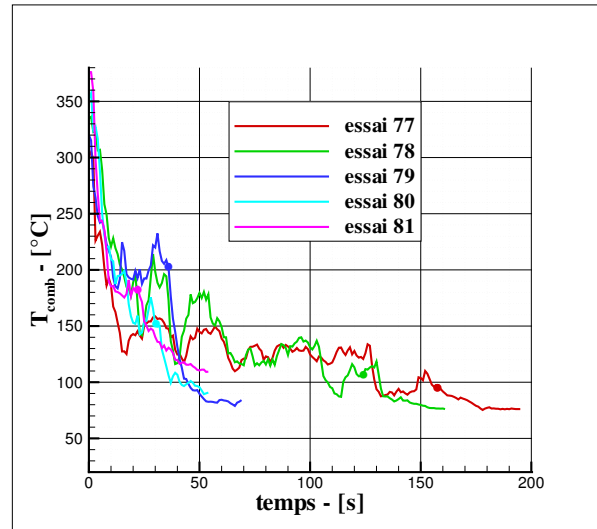


FIGURE 3.12 – Evolution de la température de surface du combustible avec le temps durant aspersion - $D_{bac} = 35$ cm

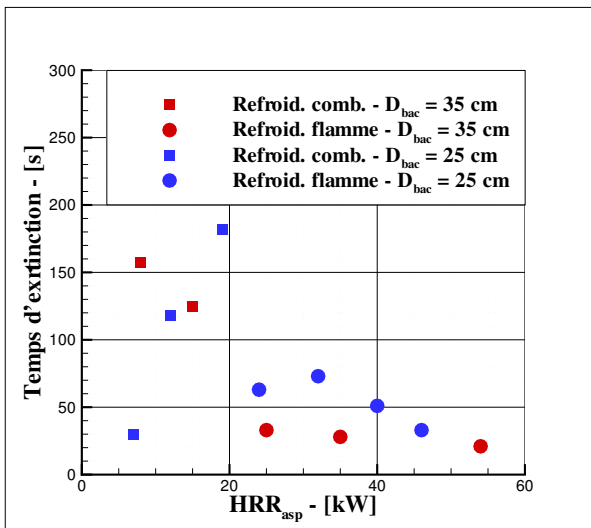


FIGURE 3.13 – Dépendance du temps d'extinction par rapport au HRR au moment de l'aspersion

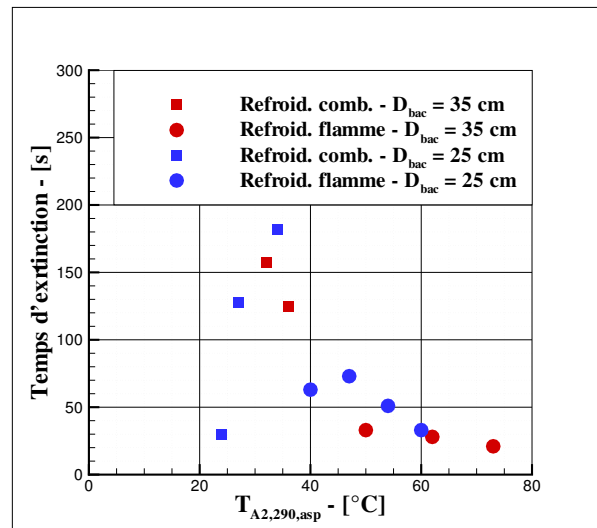


FIGURE 3.14 – Dépendance du temps d'extinction par rapport au champ de température au moment de l'aspersion

3.2 Combustible : heptane

Nous pouvons voir dans le tableau 3.3 les principales caractéristiques des essais d'heptane soit : le numéro de l'essai, le nombre de buses utilisées, le diamètre du bac, la température initiale, le temps de déclenchement de l'aspersion, le HRR et la température sous plafond mesurée sur l'arbre A2 au moment du déclenchement de l'aspersion, le temps d'extinction déterminé par les observations visuelles et le temps d'extinction déterminé par l'analyse des températures mesurées dans la phase gazeuse. Dans le cas des feux d'heptane, le foyer ne peut pas être éteint par refroidissement du combustible comme c'était le cas pour certains feux de fioul. En effet, le point éclair de l'heptane (-4°C) étant inférieur à la température ambiante, ce mécanisme, bien que participant à la réduction du HRR, ne peut conduire à l'extinction. Nous n'avons donc pas utilisé le peigne de thermocouples présenté dans la section précédente pour les essais de fioul et nous n'avons pas précisé dans le tableau 3.3 le mécanisme d'extinction dominant puisqu'il sera nécessairement une combinaison de refroidissement de la flamme, d'inertage et d'effets dynamiques.

Comme indiqué dans les tableaux 2.5 et 3.3, nous avons fait varier ici le diamètre du bac et le temps de déclenchement du brouillard d'eau. Chaque essai a été effectué au moins trois fois afin d'analyser la répétabilité sur les champs de température, la perte de masse (et donc le HRR) avant déclenchement de l'aspersion et le temps d'extinction. Nous avons montré dans la section précédente des données pour la concentration en oxygène mesurée en extraction pour les essais de fioul. Malheureusement, une anomalie dans la chaîne de mesure a empêché la mesure de cette valeur pour les essais d'heptane.

3.2.1 Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée rapidement : essai 43

L'essai 43 est un essai d'heptane faisant intervenir le bac de diamètre 25 cm et un temps de déclenchement du brouillard d'eau de 64 s.

3.2.1.1 Champs de température

Les températures mesurées le long des arbres de thermocouples A1 et A2 sont présentés respectivement sur les figures 3.15a et 3.15b. Comme pour les essais 49 et 50 présentés ci-avant, la température dans la flamme ($T_{A1,50}$) monte très rapidement aux alentours de 600°C . Après déclenchement de l'aspersion, la température mesurée chute à environ 400°C et oscille autour de cette valeur jusqu'à l'extinction après 318 s. Le spray a un rôle considérable sur la dynamique de la flamme et le thermocouple A1,50 ne mesure donc pas toujours durant l'aspersion une température de flamme mais parfois plutôt une température proche de celle-ci, d'où les oscillations parfois très importantes entre t_{asp} et t_{ext} . Les mesures relevées par les sept autres thermocouples amènent les mêmes observations que pour tous les essais déjà présentés. En particulier, la figure 3.15b montre une homogénéisation flagrante du champ de température après activation du brouillard d'eau puisqu'après 30 secondes d'aspersion, la température mesurée est d'environ 28°C pour tous les thermocouples alors que les différentes températures prises le long de l'arbre A2 étaient séparées au maximum de 30°C (51.7°C pour $T_{A2,290}$ et 21.9°C pour $T_{A2,50}$) au moment de l'aspersion.

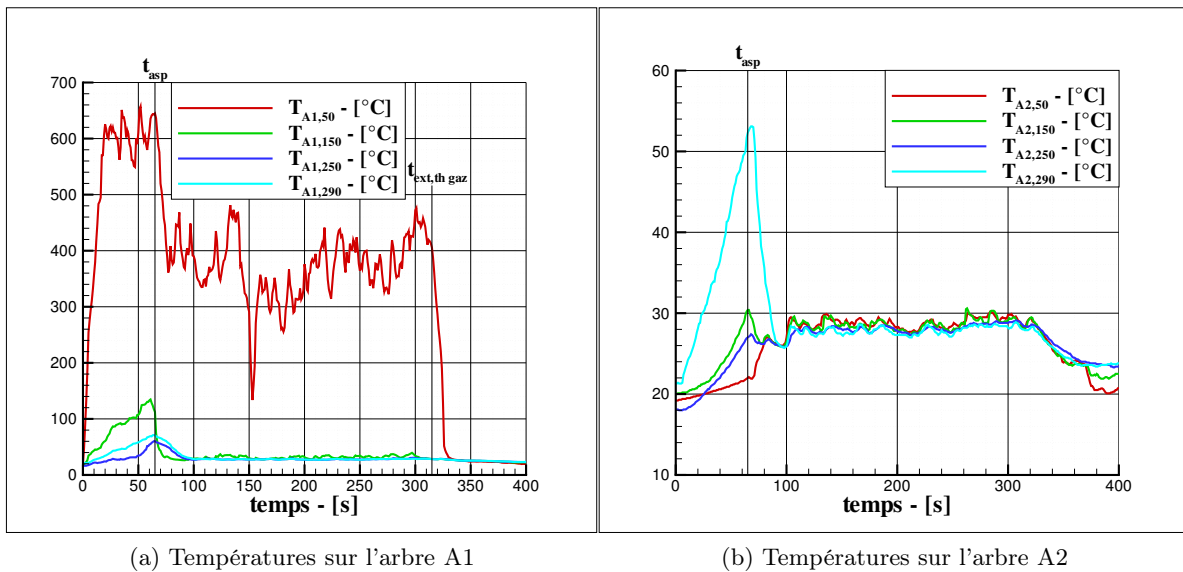


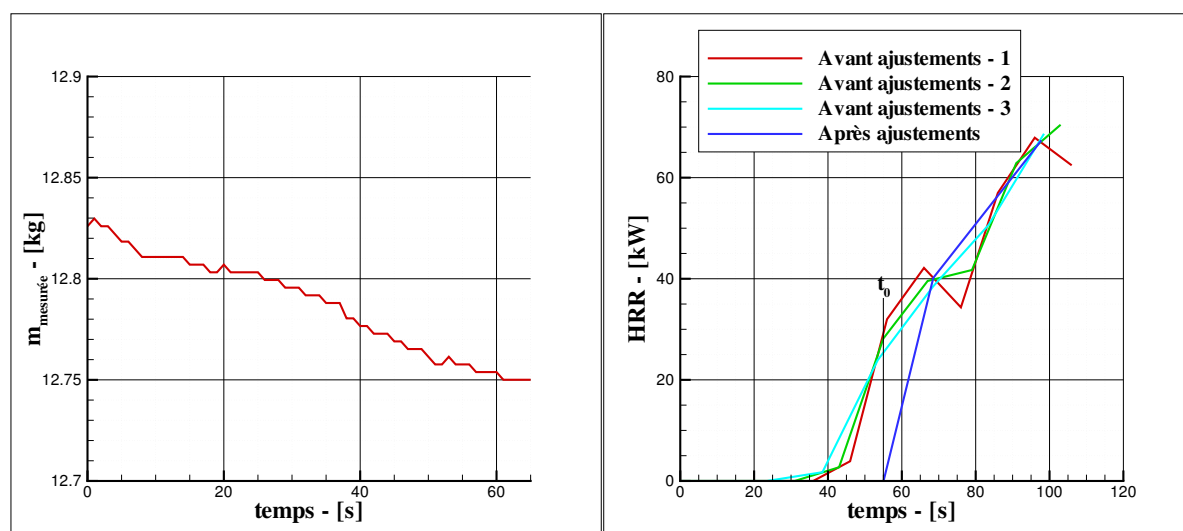
FIGURE 3.15 – Champs de température pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43

3.2.1.2 Perte de masse et HRR avant aspersion

L'évolution de la perte de masse avec le temps et la détermination du HRR à partir de ces mesures sont présentées sur la figure 3.16. Comme pour les essais de fioul présentés précédemment, la détermination du HRR à partir de la perte de masse est délicate pour un essai où le temps de combustion libre est aussi faible, en particulier proche du temps initial et du temps de déclenchement de l'aspersion. 80 g ont été pyrolysés au total sur les 64 s de combustion avant activation du brouillard d'eau.

3.2.1.3 Observations visuelles

La série d'images 3.17 présente l'évolution de la flamme au cours du temps, du temps initial à l'extinction. Juste après déclenchement du brouillard d'eau (figures 3.17c et 3.17d), comme pour le fioul, la combustion est plus importante du fait du brassage entre oxygène et vapeurs d'heptane grâce à la turbulence induite par la dynamique du spray. Nous pouvons remarquer sur la figure 3.17e que la flamme, bien que relativement importante, est complètement chassée du bac. Néanmoins, une seconde plus tard (figure 3.17f), la totalité de la surface du combustible est réenflammée. Ce phénomène peut être observé plusieurs fois durant l'aspersion (par exemple figures 3.17i et 3.17j). Nous pouvons également remarquer que la flamme n'est pas réduite par l'action du spray (figure 3.17g). Des "flashes" peuvent également apparaître régulièrement au cours de l'aspersion (exemple : figure 3.17h). Enfin, c'est le même phénomène déjà aperçu plusieurs fois qui va amener l'extinction alors qu'il n'y était pas parvenu auparavant, 4 minutes et 14 secondes après déclenchement de l'aspersion : les effets dynamiques dus au spray chassant la flamme du bac (figures 3.17k et 3.17l).



(a) Mesure brute de perte de masse

(b) HRR déterminé par perte de masse et ajustements

FIGURE 3.16 – Perte de masse et HRR pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43

3.2.2 Présentation d'un cas avec aspersion déclenchée tardivement : essai 46

L'essai 46 est un essai d'heptane faisant intervenir le bac de diamètre 25 cm et un temps de déclenchement du brouillard d'eau de 304 s.

3.2.2.1 Champs de température

Les champs de température mesurés par les deux arbres de thermocouples sont présentés sur les figures 3.18a et 3.18b. Les observations sont exactement les mêmes que pour les cas de répétabilité 49 et 50 déjà présentés. Nous ne détaillerons donc pas plus l'analyse des champs de température. Notons tout de même la différence importante du champ de température avec le cas 43 évoqué juste avant. En particulier, les températures $T_{A2,150}$, $T_{A2,250}$ et $T_{A2,290}$ sont supérieures d'au moins 50°C au moment de l'aspersion pour l'essai 46, laissant supposer une évaporation bien plus importante qu'elle ne l'était pour le cas précédent après déclenchement de l'aspersion.

3.2.2.2 Perte de masse et HRR avant aspersion

Contrairement à l'essai 43, le temps de combustion libre avant déclenchement du brouillard d'eau est ici suffisamment important pour recueillir des données satisfaisantes sur la perte de masse dans le but de déterminer l'évolution du HRR au cours du temps, comme l'attestent les figures 3.19a et 3.19b. L'évaluation du HRR à des temps proches de t_0 est évidemment toujours problématique, mais nous pouvons néanmoins déterminer avec confiance le HRR sur la quasi-totalité de la phase avant aspersion. HRR_{asp} vaut environ 120 kW ici et 660 g d'heptane ont été pyrolysés jusqu'à ce moment.

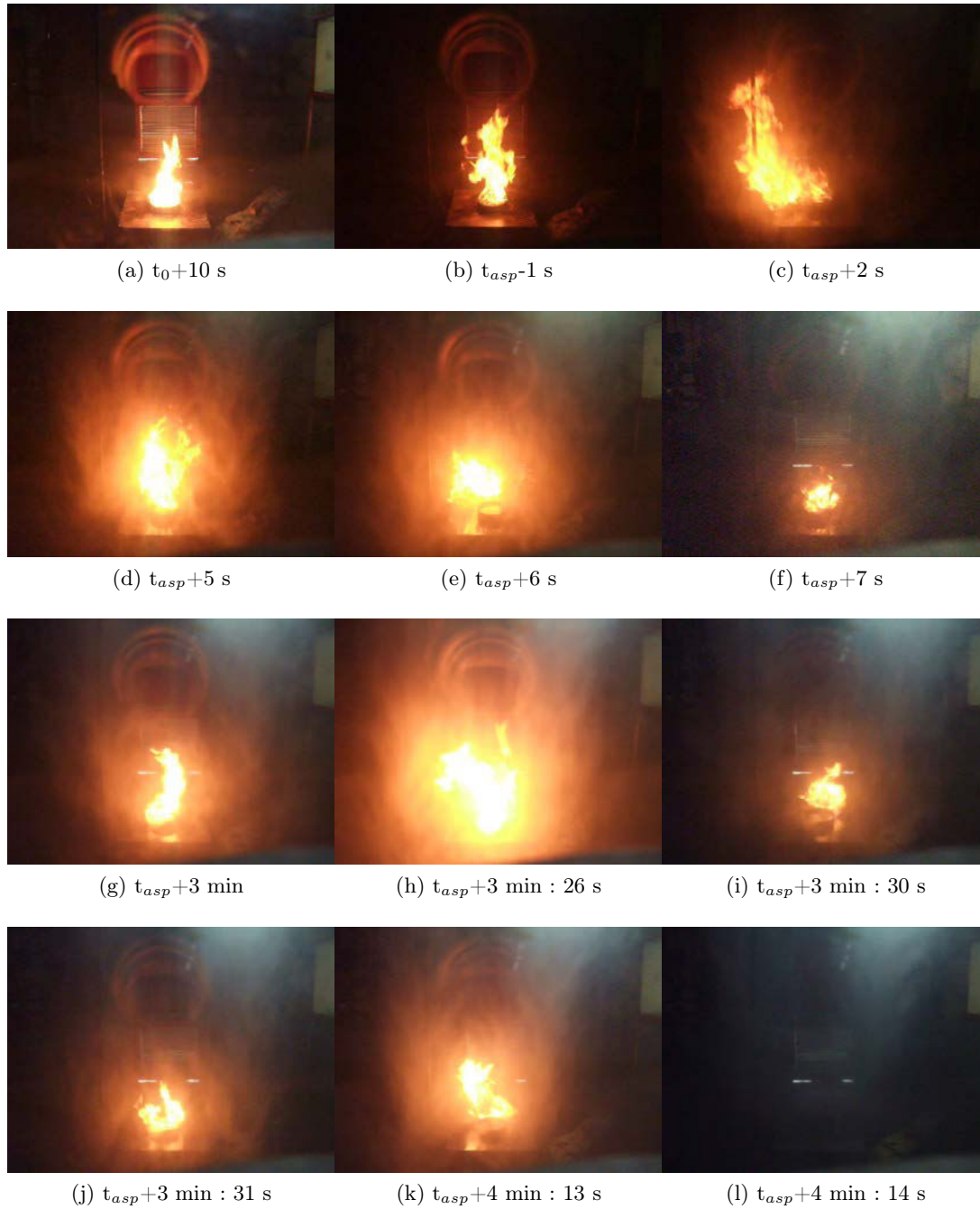


FIGURE 3.17 – Images d’extinction pour une aspersion déclenchée rapidement : essai 43

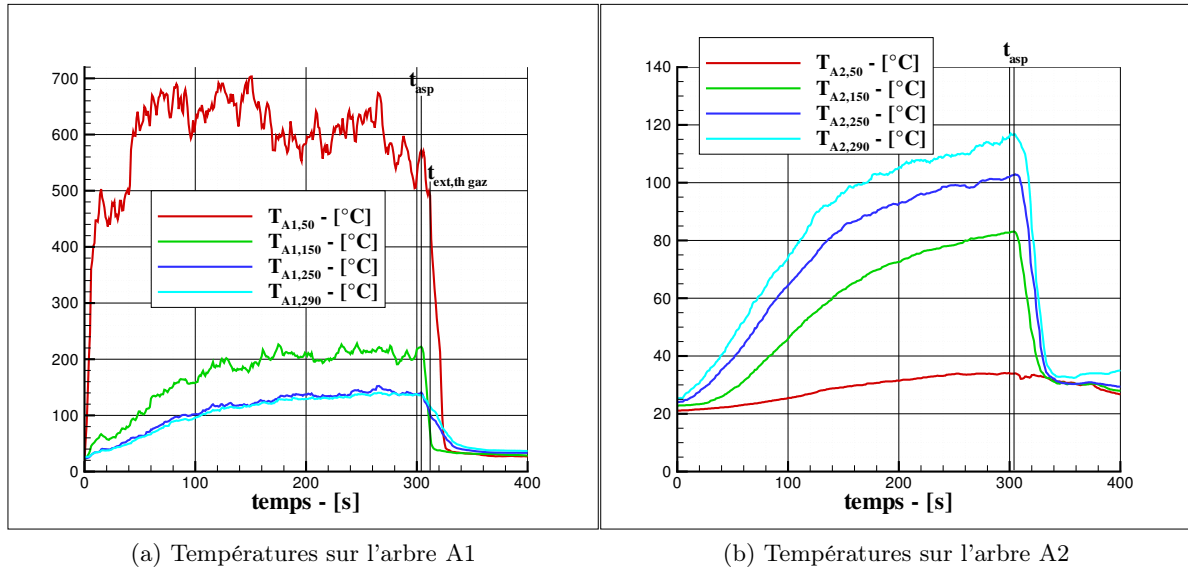


FIGURE 3.18 – Champs de température pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46

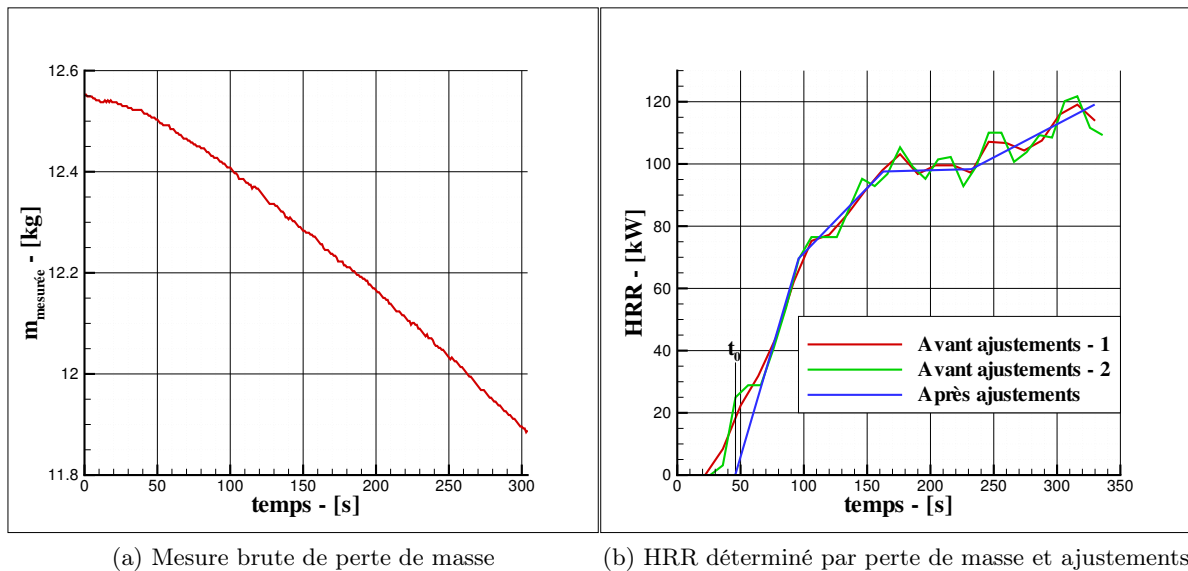


FIGURE 3.19 – Perte de masse et HRR pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46

3.2.2.3 Observations visuelles

Les observations visuelles pour l'essai 46 sont présentées sur la suite de figures 3.20. Nous pouvons notamment remarquer la croissance de la flamme avant l'aspersion (figures 3.20a à 3.20d), qui sera à ce moment bien plus grande que pour les essais de fioul détaillés plus tôt dans ce chapitre. Après déclenchement du brouillard d'eau, la flamme est fortement altérée par le spray dans les premiers instants (figures 3.20e et 3.20f) et a déjà largement réduit après seulement 8 secondes d'aspersion (figure 3.20g), grâce à l'évaporation très importante du brouillard. Trois secondes plus tard, l'évaporation aura complété l'extinction (figure 3.20i), en induisant des phénomènes de refroidissement de la flamme et d'inertage, aidés par les effets cinétiques.

Nous avons évoqué précédemment certains essais où l'aspersion avait été déclenchée tardivement mais où le temps d'extinction était long (essais 47, 49, 52, 55 et 59). Dans ces cas, les observations visuelles se rapprochent plus de l'essai 43 que de celui-ci.

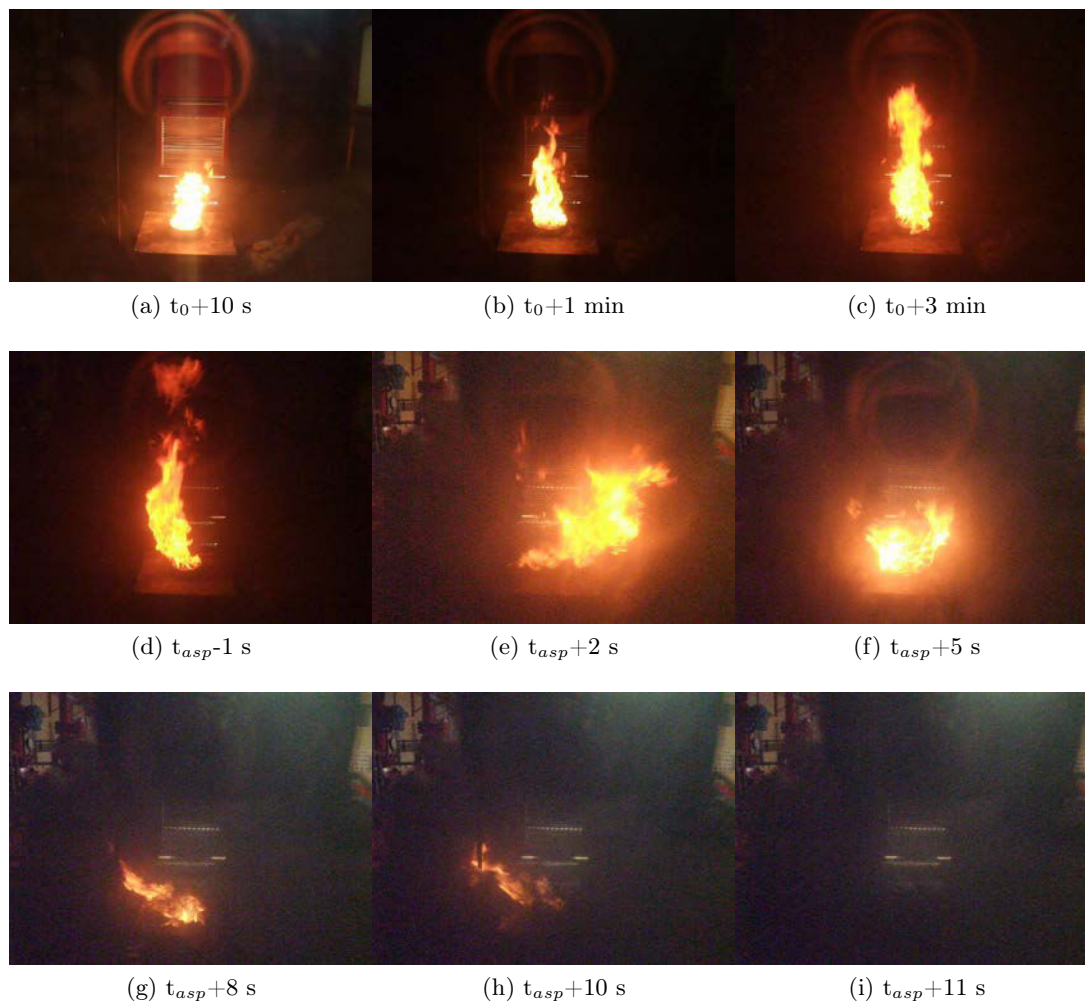


FIGURE 3.20 – Images d'extinction pour une aspersion déclenchée tardivement : essai 46

3.2.3 Répétabilité du temps d'extinction

Nous avons présenté dans le chapitre précédent la répétabilité sur les champs de température et la perte de masse pour deux essais d'heptane aux caractéristiques identiques (essais 49 et 50). Sur ces grandeurs, la répétabilité est d'ailleurs satisfaisante. Comme évoqué précédemment, le temps d'extinction est quant-à lui très différent entre ces deux essais puisqu'il est de 77 s pour l'essai 49 et de 10 s pour l'essai 50. Le constat peut être étendu à tous les essais d'heptane réalisés. En effet, nous avons testé 7 configurations différentes pour ce combustible (cf. tableau 3.3).

De toute évidence, la répétabilité sur le temps d'extinction est très mauvaise, quelle que soit la configuration choisie. De la même manière que pour le fioul, deux tendances peuvent cependant être globalement dégagées. Pour des temps d'activation du brouillard d'eau relativement faibles, le champ de température dans la pièce est bas, l'évaporation n'est donc pas suffisamment importante pour amener l'extinction alors qu'elle est indispensable pour la suppression de feux d'heptane. En fait, son faible point éclair permet à la moindre petite flamme résiduelle de réenflammer la totalité du bac en un temps très court. L'évaporation doit alors être favorisée par la dynamique du spray jusqu'à éteindre la totalité des flammes. Ces phénomènes étant particulièrement turbulents, l'extinction survient à un moment que l'on peut qualifier d'aléatoire.

Quand au contraire le brouillard d'eau est activé tardivement, le champ de température élevé dans la pièce occasionne une évaporation importante qui entraîne une extinction rapide. Dans certains cas (essais 47, 49, 52, 55, 59), des flammes résiduelles parviennent néanmoins à subsister malgré l'évaporation et à enflammer de nouveau l'ensemble de la surface du bac pendant quelques dizaines de secondes. On se retrouve alors dans le même type de cas que lorsque le brouillard d'eau est activé plus tôt.

3.3 Combustible : bûcher

Sept feux de bûchers ont été réalisés. Les temps de déclenchement du brouillard d'eau sont très variables et ont été déterminés de sorte à obtenir des valeurs de HRR_{asp} de l'ordre de celles observées dans les cas de feux d'heptane et de fioul. La répétabilité des feux de bûchers étant mauvaise, le temps de déclenchement a été apprécié en fonction du champ de température mesuré en temps réel. Le bûcher est allumé à l'aide d'un bac d'heptane situé sous le foyer solide, que l'on enflamme et que l'on laissera brûler jusqu'à extinction par défaut de combustible. La quantité d'heptane à utiliser (environ 3-4 litres) a été évaluée de sorte à pouvoir enflammer le bûcher sans qu'il ne soit déjà trop puissant au moment de l'extinction du bac d'heptane. Le temps initial considéré est le moment où le bac d'heptane est allumé.

Le manque de répétabilité sur les essais de bûcher rend absurde la comparaison entre deux essais avec une aspersion déclenchée rapidement ou tardivement. Nous avons cependant déclenché le système d'aspersion à des HRR_{asp} très dispersés (38 à 138 kW, voir tableau 3.4 dans le but d'étudier l'influence de cette grandeur sur l'extinction, comme pour les essais de combustible liquide. Le résultat est que les temps d'extinction sont très similaires quel que soit HRR_{asp} pour une même position du foyer. Nous ne présenterons donc ici qu'un essai typique des essais de bûcher réalisés : l'essai 64. Insistons encore sur le fait qu'il sera représentatif des phénomènes observés mais sans regard sur l'échelle de temps cependant. Il sera comparé à l'essai 68 dans une

n°	n _b	D _{bac} (cm)	T _{init} (°C)	t _{asp} (s)	HRR _{asp} (kW)	T _{A2,290,asp} (°C)	t _{ext,vid} (s)	t _{ext,th gaz} (s)
39	4	25	18	129	76	74	282	282
40	4	25	18	124	88	85	181	177
41	4	25	19	125	84	80	159	161
42	4	25	19	67	64	58	254	247
43	4	25	19	64	65	53	254	250
44	4	25	20	67	50	50	92	92
45	4	25	21	308	101	109	11	6
46	4	25	24	304	106	117	11	8
47	4	25	22	305	118	123	184	169
48	4	25	24	248	107	109	7	6
49	4	25	25	244	115	118	77	77
50	4	25	25	244	100	119	10	5
51	4	25	25	184	116	115	-	-
52	4	25	26	185	118	119	33	33
53	4	25	24	188	131	124	10	10
54	4	25	21	66	47	54	-	-
55	4	25	22	184	109	105	42	39
56	4	25	22	304	116	120	14	7
57	4	35	23	128	110	121	5	5
58	4	35	23	128	141	128	9	0
59	4	35	24	123	169	151	100	96
60	4	35	23	65	97	88	61	59
61	4	35	23	67	42	93	217	213
62	4	35	24	63	42	100	427	425

TABLEAU 3.3 – Résultats expérimentaux : heptane

partie dédiée aux observations visuelles. L'essai 68 présentant la caractéristique d'un placement du foyer directement sous une buse, nous ne pourrions comparer les champs de température et les concentrations en oxygène mesurés avec l'essai 64. De plus, il ne serait pas pertinent de comparer les courbes de perte de masse et de HRR du fait de la mauvaise répétabilité déjà évoquée.

Quelques précisions doivent être données avant l'analyse détaillée d'un essai de bûcher. Quand le bûcher est placé au centre de la pièce, il est extrêmement difficile de l'éteindre. De fait, aucun des quatre essais réalisés avec la configuration standard n'a vu le feu s'éteindre en moins de dix minutes (cf. tableau 3.4, essais 64 à 67). L'analyse des temps d'extinction est par ailleurs délicate pour des essais avec une extinction si lente. En effet, le système de brouillard d'eau s'éteint automatiquement après environ 12 minutes d'aspersion et ne peut être relancé qu'après quelques dizaines de secondes. Ces quatre essais ont donc nécessité plusieurs activations du système de brouillard d'eau pour s'éteindre mais la singularité de cette technique d'aspersion ne nous permet pas d'analyser les temps d'extinction de la même manière que pour les autres essais, si ce n'est en évoquant une durée supérieure à 12 minutes. L'extinction des braises est observée environ 5 à 10 minutes après l'extinction des flammes dans ces essais.

Nous pouvons voir sur la figure 3.21 une photographie d'un bûcher avant le début d'un essai, représentatif de ceux utilisés des essais 64 à 69 (l'essai 63 ne faisant intervenir que 3 hauteurs de bûchettes). On y voit donc ici 6 hauteurs de bûchettes, chaque étage étant constitué de 7 bûchettes placées perpendiculairement à celles de l'étage précédent.



FIGURE 3.21 – Bûcher avant le début d'un essai

La complexité et la longueur des essais de bûcher comparées aux essais de liquide inflammable nous a incités à présenter les résultats d'une autre manière que précédemment. Ainsi, les différents moments représentés sur la figure 3.25, présentant les observations visuelles, seront reportés sur les figures affichant les champs de température, la perte de masse, le HRR et la concentration en oxygène à l'extraction (respectivement 3.22, 3.23a, 3.23b et 3.24).

Dans cet essai, l'heptane était totalement épuisé après 4 : 30 min. Le brouillard d'eau a été activé après $t_{asp,1} = 12 : 08$ min puis le système s'est éteint automatiquement après 24 : 30 min. La seconde aspersion a été déclenchée à $t_{asp,2} = 29 : 30$ min.

3.3.1 Champs de température

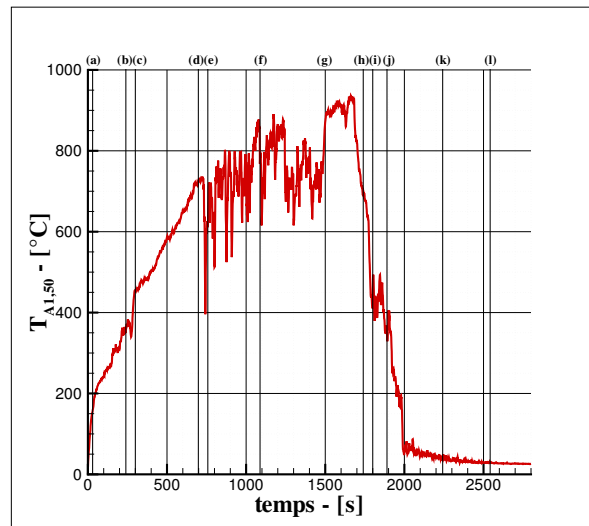
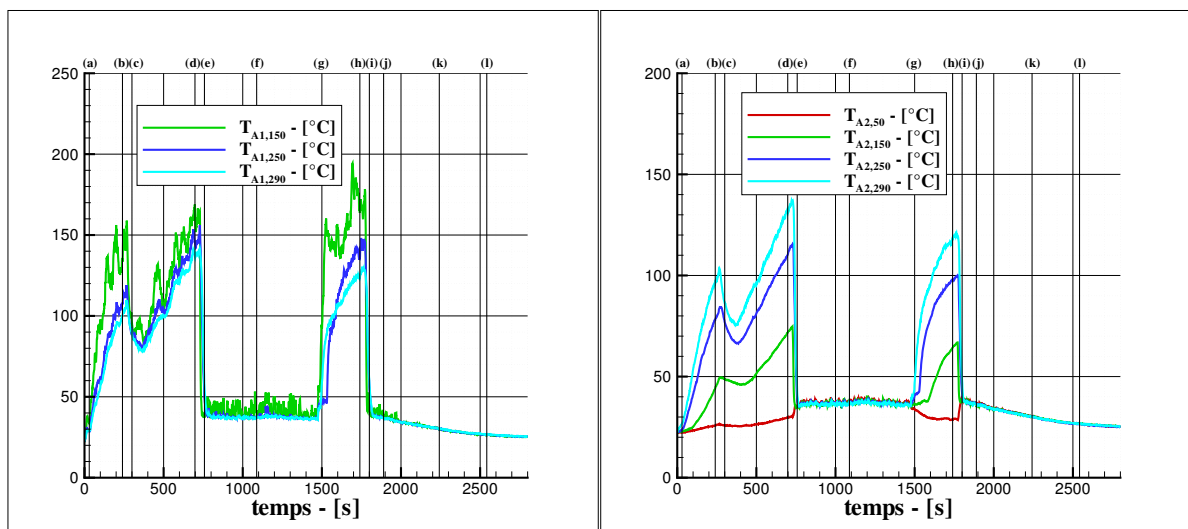
Contrairement aux essais de fioul et d'heptane, le thermocouple A1,50 est situé au cœur du bûcher ici. On peut voir sur la figure 3.22a une première augmentation de la température à

cet endroit due au feu d'heptane, puis un changement de pente suite à l'extinction de celui-ci et au début du feu de bûcher seul (entre (b) et (c)). La première aspersion (déclenchée entre (d) et (e)) a peu d'impact sur la température au cœur du bûcher puisqu'elle ne diminue pas du tout en moyenne sur la durée de l'aspersion (jusqu'à (g)). La température mesurée par le thermocouple A1,50 augmente même d'autant plus après la fin de la première aspersion. Les températures de flamme mesurées pour le bûcher sont d'ailleurs bien plus élevées que celles maximales enregistrées pour le fioul ou l'heptane puisqu'elles étaient respectivement de 350°C et de 700°C environ alors qu'elles peuvent atteindre 900°C ici. Il y a une chute brutale de la température avant même le déclenchement de la seconde aspersion (arrivant elle entre (h) et (i)). Ce refroidissement peut être une conséquence d'une pyrolyse déjà très avancée dans la zone proche du thermocouple où la combustion devient donc moins importante. La seconde aspersion joue néanmoins un rôle sur le refroidissement à cet endroit puisqu'après quelques minutes, nous atteignons au cœur du bûcher une température de l'ordre de 60°C puis une décroissance lente jusqu'à extinction des flammes (observée visuellement au moment (k)). Les dernières flammes observées étaient relativement éloignées du thermocouples A1, d'où le manque d'influence sur la température mesurée par celui-ci.

Pour les autres thermocouples situés sur l'arbre A1 (figure 3.22b) et ceux situés sur l'arbre A2 (figure 3.22c), l'extinction du feu d'heptane se traduit par un refroidissement notable de la phase gazeuse. La stratification thermique est toujours observée avant déclenchement de l'aspersion loin du foyer (voir figure 3.22c). Les températures de la phase gazeuse sont également plus élevées que pour les essais de liquide inflammable. Ce constat est la conséquence d'un feu plus puissant que ceux présentés auparavant, comme nous le verrons plus loin. Au moment du premier déclenchement de l'aspersion, l'homogénéisation du champ de température dans la pièce est flagrant. Les températures mesurées ne diminuent pas du fait du peu d'impact du brouillard d'eau sur la combustion, comme évoqué précédemment. Comme nous avons pu le voir pour les essais de liquide inflammable, la température $T_{A2,50}$, augmente quant-à elle pour satisfaire cette homogénéisation. Après l'arrêt du système d'aspersion, les températures augmentent de nouveau et la stratification se remet en place dans la pièce. La température proche du sol diminue quant-à elle en conséquence de cette nouvelle stratification. Contrairement à la figure 3.22a, il n'y a pas ici de diminution de la température avant (h), confirmant que le phénomène observé pour le thermocouple A1,50 était local et non à généraliser sur l'ensemble du foyer. La seconde aspersion a le même effet sur l'ensemble du champ de température de la pièce qu'au cœur du combustible, soit une diminution brutale suivie d'une décroissance lente jusqu'à extinction.

3.3.2 Perte de masse et HRR avant aspersion

Contrairement aux essais précédents, la perte de masse sera représentée sur la totalité de l'essai ici (figure 3.23a). L'effet de l'extinction du bac d'heptane ne semble pas avoir d'importance capitale sur la perte de masse (entre (b) et (c), voir en haut de la figure). Nous pouvons imaginer que le bûcher produisait déjà l'essentiel des gaz de pyrolyse à ce moment. L'incapacité du brouillard d'eau à réduire la pyrolyse au cours de la première aspersion est flagrante ici puisque, malgré l'impact des gouttes sur le combustible, la masse mesurée continue de décroître après quelques minutes, signifiant que le bûcher pyrolyse plus vite que les gouttes n'atteignent le foyer et son support (moins l'évaporation des gouttes cependant). La seconde partie sans aspersion (entre (g) et (h) environ) ne peut donner lieu à la détermination du HRR du fait de l'évaporation

(a) $T_{A1,50}$ 

(b) Températures sur l'arbre A1

(c) Températures sur l'arbre A2

FIGURE 3.22 – Champs de température pour un essai de bûcher : essai 64

des gouttes présentes sur le support et de l'écoulement de l'eau accumulée dessus sur le sol. Enfin, la seconde aspersion a quant-à elle un impact considérable sur le foyer puisque la masse mesurée remonte instantanément et ne décroît plus à la différence de la première aspersion.

Le HRR a donc été déterminé sur la première phase de combustion libre uniquement (figure 3.23b). Nous pouvons voir une très légère influence du défaut d'heptane ici. La puissance atteinte par le foyer au moment du déclenchement de l'aspersion est ici de 124 kW soit une puissance sensiblement plus importante que celle observée lors des essais de liquide inflammable. Une autre observation est que le HRR semble évoluer de manière linéaire contrairement aux autres essais présentés jusqu'ici.

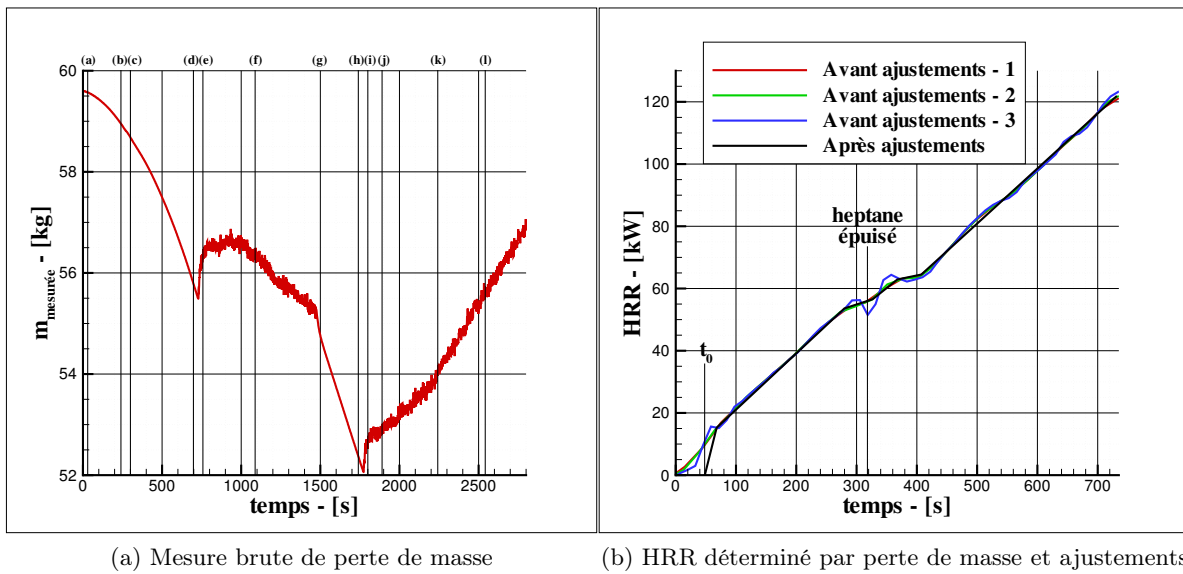


FIGURE 3.23 – Perte de masse et HRR pour un essai de bûcher : essai 64

3.3.3 Concentration en oxygène à l'extraction

L'évolution de la concentration en oxygène avec le temps pour l'essai 64 est présentée sur la figure 3.24. Cette grandeur présente un comportement opposé par rapport aux champs de températures présentés précédemment. Ce phénomène est attendu puisque la concentration décroît tandis que la température augmente avec la montée en régime du feu. Ainsi, la concentration décroît jusqu'à épuisement de l'heptane (entre (b) et (c)). Le décalage dû à l'inertie de la chaîne de mesure de la concentration en oxygène est toujours observé ici mais est moins visible seulement du fait de l'effet d'échelle en temps. La concentration augmente temporairement après la pyrolyse totale de l'heptane pour décroître de nouveau ensuite sous l'effet de la montée en régime du feu de bûcher. La concentration augmente brutalement au moment du déclenchement de la première aspersion (entre (d) et (e)) puis stagne jusqu'à l'arrêt de celle-ci (juste avant (g)), la concentration diminue de nouveau ensuite sous l'effet de la stratification et de la nouvelle montée en régime du feu, qui n'est alors plus perturbé par le brouillard d'eau. La seconde aspersion (déclenchée entre (h) et (i)), voit la concentration augmenter rapidement comme lors de la première activation du brouillard d'eau. Ensuite, la concentration croît du fait de l'extinction lente du foyer.

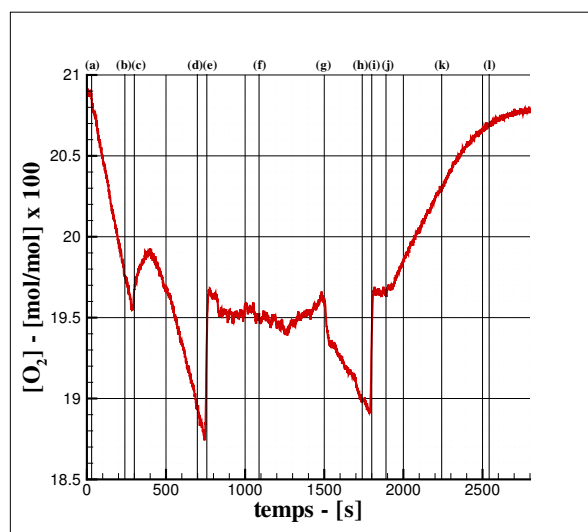


FIGURE 3.24 – Concentration en oxygène : essai 64

3.3.4 Observations visuelles

Le comportement du foyer peut être observé visuellement sur la figure 3.25. Nous pouvons y voir l'évolution du feu d'heptane et de l'inflammation du bûcher sur les figures 3.25a et 3.25b. L'heptane est ensuite épuisé et le feu de bûcher seul monte en régime jusqu'au déclenchement de la première aspersion (figures 3.25c et 3.25d). Le brouillard d'eau a un impact important sur les flammes (figures 3.25e et 3.25f), même si, comme nous l'avons expliqué précédemment, il n'impacte pas sensiblement le débit de pyrolyse. Ce phénomène peut être observé visuellement également puisque entre la figure 3.25e et la figure 3.25f, les observations sont très proches alors qu'elles sont séparées de 6 min. Le système d'aspersion une fois arrêté, le foyer peut de nouveau monter en régime (figures 3.25g et 3.25h), jusqu'à l'activation de la deuxième aspersion. L'impact de la deuxième aspersion est nettement visible entre les figures 3.25i et 3.25j. La figure 3.25k montre le bûcher au moment $t_{ext,vid}$. A ce moment, la pièce est relativement chargée en fumées qui rendent délicates les observations visuelles. Ces fumées vont être évacuées peu à peu par l'extraction mécanique (figure 3.25l).

La différence est marquante lorsque le bûcher est placé sous l'une des buses (essais 68 et 69). Dans ce cas, l'extinction des flammes est rapide (quelques dizaines de secondes). $HRR_{asp} = 42$ kW pour l'essai 68, soit une valeur comparable à l'essai 67 ($HRR_{asp} = 38$ kW), qui n'a pas été détaillé ici mais qui a montré un comportement similaire à l'essai 64, présenté ci-dessus. La série d'images 3.26 présente l'évolution de cet essai. Ici, la totalité du bac d'heptane est brûlé en 2 minutes et 43 secondes. Le bûcher est à ce moment moins enflammé que pour le cas 67 puisqu'il nécessitera environ 16 minutes de combustion pour atteindre la puissance de 42 kW alors que l'essai 67 n'a eu besoin que de 6 minutes pour atteindre 38 kW. Nous pouvons d'ailleurs remarquer sur la figure 3.26c que le foyer était encore extrêmement faible après 6 minutes de combustion dans le cas 68. Juste après aspersion, la flamme est largement soufflée par le brouillard d'eau, comme il avait pu être observé lorsqu'un feu de fioul était situé sous cette même buse (essai 30, présenté précédemment). Néanmoins, ce soufflage ne mène pas directement à l'extinction dans ce cas. La dernière flamme a été observée 20 secondes après déclenchement de l'aspersion (figure 3.26h). La présence du brouillard d'eau et des fumées a ensuite empêché la visualisation de l'extinction des

braises. Le système de brouillard d'eau a été arrêté moins de 6 minutes après son déclenchement. Il n'y avait plus alors ni flamme, ni braise.

Ces observations nous amènent à conclure qu'une grande quantité d'eau est nécessaire à l'extinction d'un feu de bûcher et que seul le refroidissement et le mouillage du combustible peuvent amener à l'extinction. Même l'essai le plus puissant (le 64, 124 kW au déclenchement du brouillard d'eau) ne semble pas du tout impacté par l'évaporation et ne s'est éteint qu'après une aspersion longue et une décroissance progressive du HRR. Ajoutons que dans tous les essais réalisés, la moitié du bûcher est encore intacte et n'a pas brûlé au moment de l'extinction.

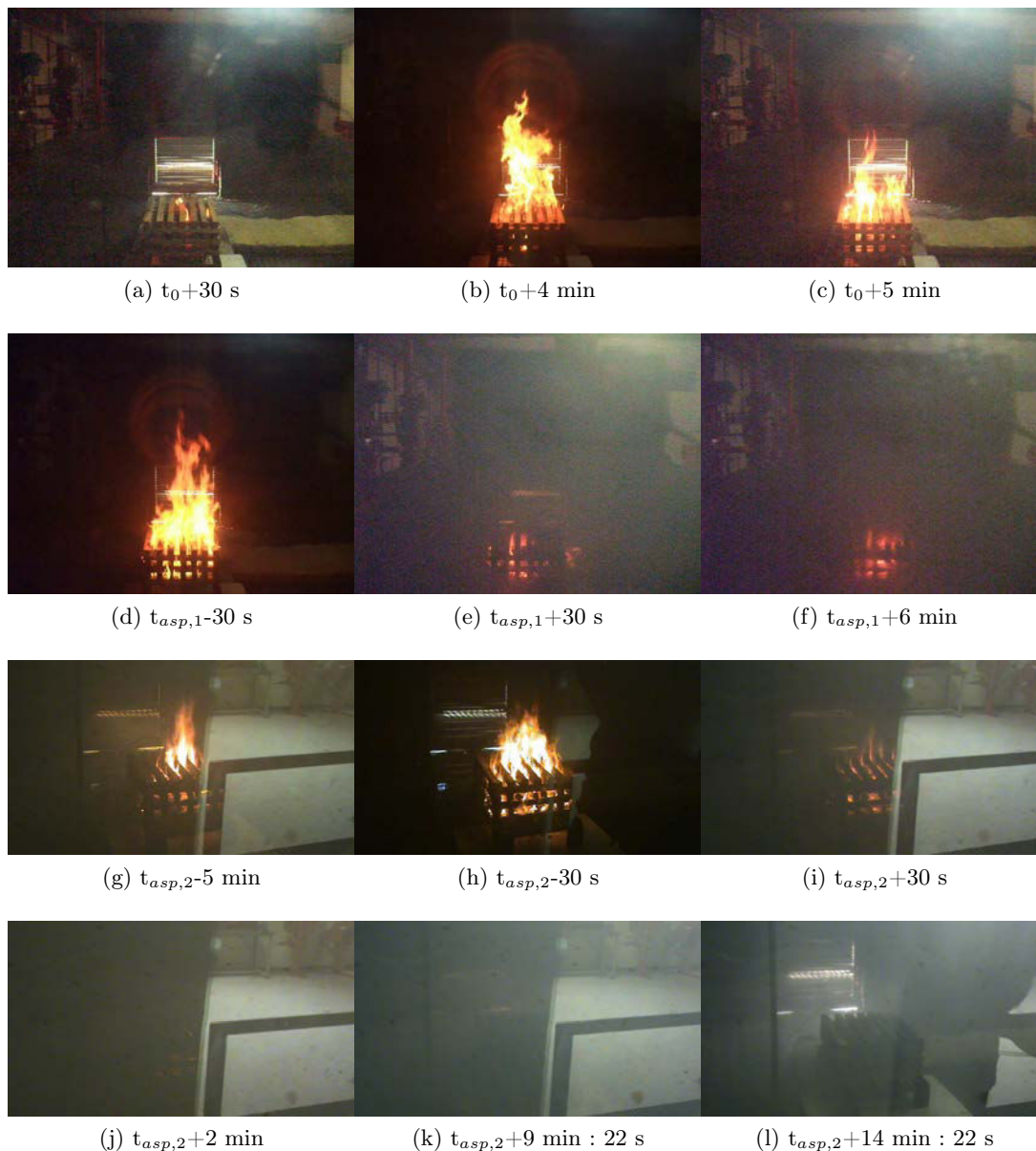


FIGURE 3.25 – Images d'extinction pour un cas où le bûcher est situé au centre de la pièce : essai 64

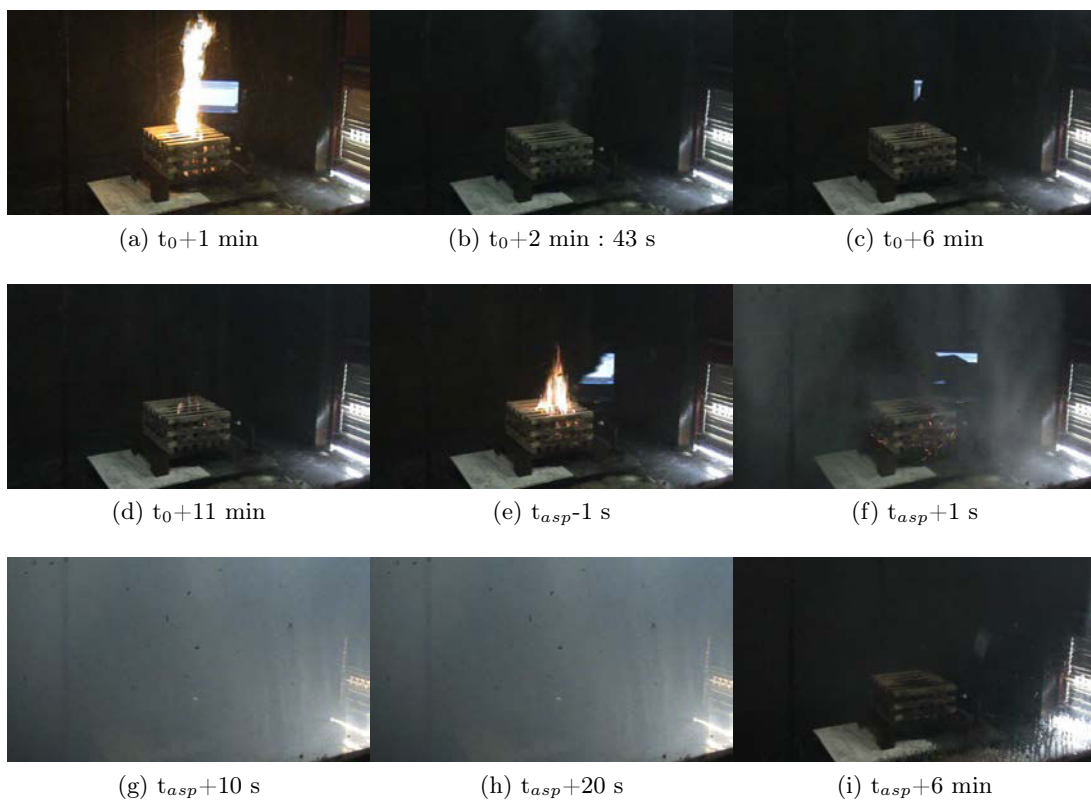


FIGURE 3.26 – Images d’extinction pour un cas où le bûcher est situé sous une buse : essai 68

n°	n _b	T _{init} (°C)	t _{asp} (min)	HRR _{asp} (kW)	t _{ext,vid} (s)
63	4	28	30 : 11	44	90
64	4	22	12 : 08	124	> 12 min
65	4	28	10 : 08	80	> 12 min
66	4	30	04 : 07	71	> 12 min
67	4	25	06 : 08	38	> 12 min
68	4	22	16 : 08	42	20
69	4	24	11 : 08	138	21

TABLEAU 3.4 – Résultats expérimentaux : bûchers

3.4 Bilan

Nous avons présenté dans ce chapitre les principaux résultats obtenus lors de la campagne expérimentale. En particulier pour le fioul, nous avons pu remarquer de grandes différences sur les mécanismes d’extinction, selon le temps de combustion libre avant déclenchement du brouillard d’eau qui influe directement sur le HRR et le champ de température à ce même instant. L’évaporation étant évidemment sensible à ces paramètres, elle sera très importante lorsque le champ de température sera élevé et relativement faible lorsque les températures sont plus basses. La forte évaporation constatée quand le brouillard d’eau est activé tardivement facilite le refroidissement de la flamme et l’inertage qui sont les mécanismes d’extinction dominants dans ces cas. L’extinction nécessite alors un temps d’aspersion relativement faible pour parvenir à l’extinction. Au contraire, quand le brouillard d’eau est activé après un petit temps de combustion, l’atmosphère n’est pas assez chaude pour permettre de retrouver les mêmes phénomènes que dans les cas présentés juste avant. Les gouttes peuvent alors pénétrer le panache et atteindre la surface du combustible et le refroidir en dessous de sa température d’inflammation, atteignant l’extinction par refroidissement du combustible. Ce mécanisme nécessite un temps d’aspersion plus élevé mais le feu est maîtrisé sur cette période.

Ces résultats sont nuancés lorsque nous utilisons un débit d’eau réduit. Pour deux buses, les observations présentent des caractéristiques de ces deux mécanismes et nous ne pouvons pas conclure sur un mécanisme d’extinction dominant. Lorsqu’une seule buse est utilisée, les résultats sont au contraire très tranchés. Lorsque le bac est situé au centre de la pièce (et donc décalé par rapport à la buse), l’extinction n’est pas atteinte. Quand le bac est placé juste sous la buse, l’extinction est atteinte en quelques secondes seulement, soufflée par le spray et la dynamique induite.

La répétabilité des feux d’heptane sur l’extinction est plutôt mauvaise. Nous pouvons néanmoins différencier deux tendances analogues à celles observées pour les feux de fioul. Les phénomènes relatifs à l’extinction sont ainsi les mêmes que pour le fioul lorsque l’aspersion est déclenchée tardivement. Lorsque le brouillard d’eau est activé peu de temps après le départ du feu, le refroidissement du combustible ne peut évidemment pas mener à l’extinction puisque le point éclair de l’heptane est de -4°C . Il participe cependant à la diminution du débit de pyrolyse. Pour ce combustible, l’extinction nécessite des effets cinétiques importants en plus du refroidissement de la flamme et de l’inertage, en particulier lorsque le brouillard est activé après un temps de combustion relativement court.

Le HRR et le champ de température au moment du déclenchement du brouillard d'eau n'est pas crucial pour les feux de bûchers réalisés dans le cadre de cette campagne. Même pour des valeurs très élevées, le mécanisme d'extinction dominant est le refroidissement du combustible, qui nécessite une grande quantité d'eau. Quand le bûcher est placé au centre de la pièce et quel que soit le HRR au moment de l'activation du brouillard d'eau, l'extinction n'est pas atteinte après 12 minutes d'aspersion. Quand le bûcher est placé directement sous une buse, l'extinction est atteinte après seulement quelques dizaines de secondes d'aspersion.

Le fioul présentant les observations les plus complètes quant-aux phénomènes physiques liés à l'extinction, nous avons décidé de modéliser en priorité ces essais. Nous attendons de l'outil numérique qu'il complète les observations faites durant ces essais et qu'il puisse notamment quantifier les grandeurs qui n'ont pas pu l'être expérimentalement telles que la masse d'eau évaporée (et l'énergie associée), l'énergie prise par les gouttes au combustible, etc. Les simulations numériques permettront également d'étudier les modèles d'extinction présents dans FDS, en comparant les résultats expérimentaux et numériques.

Chapitre 4

Evaluation des capacités de FDS 5 pour l'extinction de feux par spray d'eau

Sommaire

4.1	Intégration de bilans de masse et d'énergie	86
4.1.1	Bilans de masse	86
4.1.2	Bilans d'énergie	87
4.2	Présentation de la modélisation	90
4.3	Evaluation de FDS avant aspersion	94
4.3.1	Modélisation de l'essai 7	94
4.3.2	Analyses de sensibilité	95
4.4	Evaluation de FDS pour l'extinction	103
4.4.1	Analyse de sensibilité aux paramètres du spray	103
4.4.2	Extinction par refroidissement du combustible	106
4.4.3	Extinction par refroidissement de la flamme	113
4.5	Bilan	117

Avant d'implémenter tout nouveau type de modèle, il convient de vérifier les capacités du code dans sa forme originale à évaluer les différentes grandeurs mesurées lors des essais expérimentaux pour une modélisation représentative de ces essais. C'est pourquoi nous trouverons dans ce chapitre des simulations réalisées à l'aide de la version par défaut proposée en téléchargement au moment des calculs (version 5.5.3). Seuls des outils de post-traitement ont été ajoutés, n'influant alors aucunement sur les résultats. Ces outils, détaillés ci-après, nous permettent de compléter l'analyse expérimentale présentée dans le chapitre 3. Ce chapitre sera aussi l'occasion de présenter la maquette numérique modélisant notre dispositif expérimental et les différentes analyses de sensibilité nécessaires à la validation de notre démarche, comme évoqué précédemment dans le chapitre 2.

4.1 Intégration de bilans de masse et d'énergie

Les modèles utilisés pour le calcul de chacun des termes présentés dans cette section sont décrits dans l'annexe A.

4.1.1 Bilans de masse

FDS vérifie la conservation de la masse à tout instant t . Toutefois, ayant pour objectif de maîtriser parfaitement les équations de conservation, il nous a paru pertinent de vérifier cette affirmation. Par ailleurs, le calcul de chaque terme intervenant dans le bilan nous permettra ensuite de déterminer la masse de gouttes évaporée, une grandeur extrêmement importante puisqu'elle conduit directement à l'énergie consommée pour le changement de phase du brouillard.

Un seul bilan ne suffit pas à décrire tous les effets que l'on souhaite évaluer. En effet, nous pouvons voir sur la figure 4.1 qu'en écrivant le bilan sur le système "flamme + gaz", on ne prend pas en compte les gouttes entrant et sortant du système ($\dot{m}_{adv,p}$). De la même manière, si le bilan est réalisé sur le système "flamme + gaz + gouttes", nous n'aurons pas accès à la masse d'eau évaporée $\dot{m}_{evap,g}$ puisque cet échange s'effectuera à l'intérieur du système. C'est pourquoi deux bilans sont écrits, l'un sur le système "flamme + gaz", l'autre uniquement sur les gouttes.

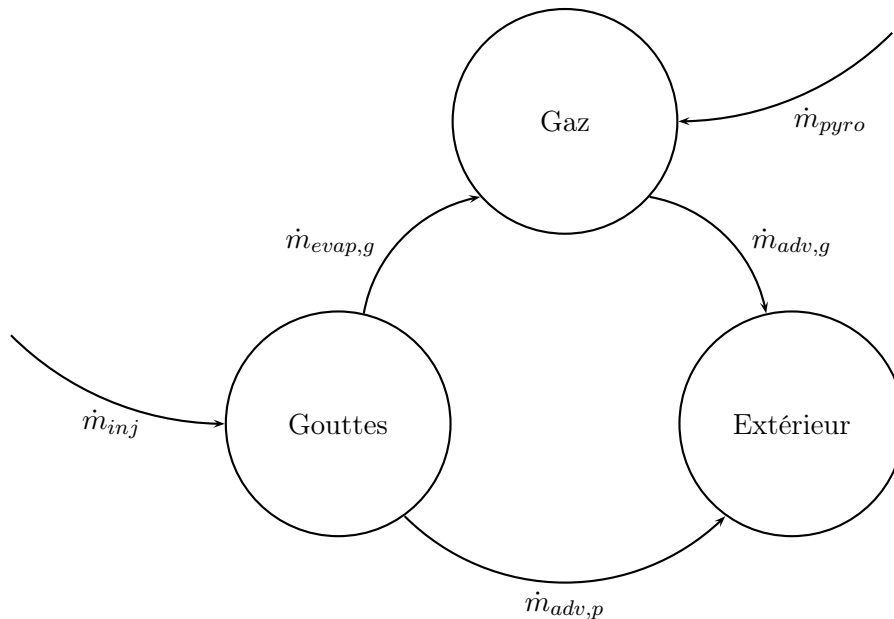


FIGURE 4.1 – Schéma du bilan de masse global

4.1.1.1 Système "flamme + gaz"

Dans ce bilan, les variations de masse sont dues aux phénomènes suivants :

- gain par la pyrolyse \dot{m}_{pyro} ;
 - variation due à l'écoulement à travers les ouvrants $\dot{m}_{adv,g}$;
 - gain par évaporation des gouttes $\dot{m}_{evap,g}$.
- On peut maintenant écrire le bilan massique en instantané

$$\dot{m}_g(t) = \dot{m}_{pyro}(t) + \dot{m}_{adv,g}(t) + \dot{m}_{evap,g}(t) \quad (4.1)$$

Un bilan intégral correspondant a également été intégré dans FDS. Il pourra entre autres nous aider à déterminer la quantité d'eau nécessaire à l'extinction. Celui-ci s'écrit

$$m_g(t) = m_{g,0} + \int_0^t \dot{m}_{pyro}(t) dt + \int_0^t \dot{m}_{adv,g}(t) dt + \int_0^t \dot{m}_{evap,g}(t) dt \quad (4.2)$$

4.1.1.2 Système "gouttes"

En effectuant un bilan sur l'ensemble des gouttes, les phénomènes intervenant sont :

- le gain par injection \dot{m}_{inj} ;
- la perte par advection à travers les ouvrants $\dot{m}_{adv,p}$;
- la masse évaporée \dot{m}_{evap} .

A l'instar des bilans sur le système "flamme + gaz", on peut écrire les bilans sous forme instantanée ou intégrale :

$$\dot{m}_p(t) = \dot{m}_{inj}(t) + \dot{m}_{adv,p}(t) + \dot{m}_{evap}(t) \quad (4.3)$$

$$m_p(t) = \int_0^t \dot{m}_{inj}(t) dt + \int_0^t \dot{m}_{adv,p}(t) dt + \int_0^t \dot{m}_{evap}(t) dt \quad (4.4)$$

Précisons par ailleurs que $\dot{m}_{evap} = -\dot{m}_{evap,g}$.

4.1.2 Bilans d'énergie

FDS ne résout pas directement l'équation de l'énergie. Il a donc été jugé nécessaire de vérifier la conservation de l'énergie pour diverses raisons. Tout d'abord, cela permettrait de quantifier quelles parts de l'énergie dégagée par le feu sont absorbées par les parois ou évacuées vers des ouvertures (portes, fenêtres, etc.) ou encore quelle part sert à chauffer les gaz environnants et un éventuel brouillard d'eau. Si ces bilans d'énergie sont bien maîtrisés, ils peuvent permettre de déterminer les modes d'extinction prépondérants à l'aide d'une description précise des pertes dans les gouttes notamment.

Encore plus que pour les bilans de masse, une seule écriture ne suffit pas à décrire tous les effets car, si le principal attrait du bilan de masse est d'avoir accès à la masse de gouttes évaporée

- que l'on peut déterminer avec un bilan massique sur les gouttes - , le besoin d'avoir accès à tous les termes de pertes énergétiques rend le problème plus complexe. En effet, nous pouvons voir sur la figure 4.2 qu'en écrivant un bilan sur le système "flamme + gaz", on n'aurait pas accès aux termes d'échanges entre les gouttes et les parois solides. De la même manière, si le bilan est écrit sur le système "flamme + gaz + gouttes", le terme d'échanges convecto-radiatifs à l'interface gaz / gouttes n'est plus présent car il devient un échange interne au domaine.

Nous écrirons donc également ici deux bilans : l'un sur le système "flamme + gaz", l'autre sur les gouttes.

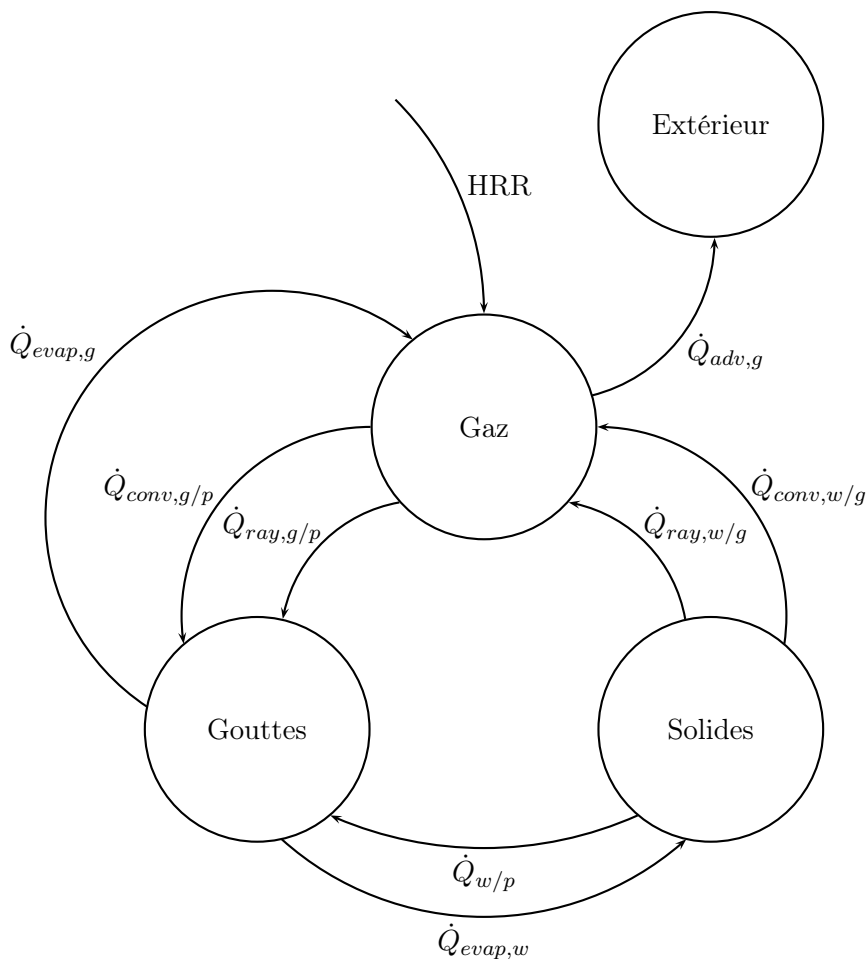


FIGURE 4.2 – Schéma du bilan d'énergie global

4.1.2.1 Système "flamme + gaz"

Dans ce bilan, les variations d'énergie sont dues aux phénomènes suivants :

- gain par le HRR, ou \dot{Q} ;
- variation d'enthalpie sensible de la phase gazeuse $\dot{Q}_{ES,g}$;
- écoulement de la phase gazeuse dans les ouvrants $\dot{Q}_{adv,g}$;

- échanges convectifs à l'interface gaz / solides $\dot{Q}_{conv,w/g}$;
 - échanges radiatifs à l'interface gaz / solides $\dot{Q}_{ray,w/g}$;
 - échanges convectifs à l'interface gaz / gouttes $\dot{Q}_{conv,p/g}$;
 - échanges radiatifs à l'interface gaz / gouttes $\dot{Q}_{ray,p/g}$;
- On peut maintenant écrire le bilan sous forme instantanée

$$\dot{Q}_{ES,g}(t) = \dot{Q}(t) + \dot{Q}_{adv,g}(t) + \dot{Q}_{conv,w/g}(t) + \dot{Q}_{ray,w/g}(t) + \dot{Q}_{conv,p/g}(t) + \dot{Q}_{ray,p/g}(t) \quad (4.5)$$

ou encore

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{ES,g}(t) - \dot{Q}_{adv,g}(t) + \dot{Q}_{conv,g/w}(t) + \dot{Q}_{ray,g/w}(t) + \dot{Q}_{conv,g/p}(t) + \dot{Q}_{ray,g/p}(t) \quad (4.6)$$

A la différence du bilan massique où l'écriture intégrale a un intérêt, par exemple pour accéder à la masse totale d'eau injectée ou évaporée, l'ajout d'un bilan énergétique intégral a été jugé inutile. Précisons par ailleurs que $\dot{Q}_{X,i/j} = -\dot{Q}_{X,j/i}$ et que $\dot{Q}_{X,i/j} > 0$ quand i cède de l'énergie à j .

4.1.2.2 Système "gouttes"

En effectuant un bilan sur l'ensemble des gouttes, les phénomènes intervenant sont :

- la variation d'enthalpie sensible des gouttes $\dot{Q}_{ES,p}$;
- l'énergie servant à l'évaporation $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{evap,w} + \dot{Q}_{evap,g}$;
- les échanges convectifs à l'interface gaz/gouttes $\dot{Q}_{conv,g/p}$;
- les échanges radiatifs entre les gouttes et le milieu environnant $\dot{Q}_{ray,g/p}$;
- les échanges à l'interface gouttes/solides $\dot{Q}_{w/p}$

Le bilan sur les gouttes s'écrit alors

$$\dot{Q}_{ES,p}(t) + \dot{Q}_{evap}(t) = \dot{Q}_{conv,g/p}(t) + \dot{Q}_{ray,g/p}(t) + \dot{Q}_{w/p}(t) \quad (4.7)$$

Précisons que $\dot{Q}_{evap} = -L_v \dot{m}_{evap} = L_v \dot{m}_{evap,g}$

Ce bilan concerne toutes les gouttes présentes dans le domaine de calcul. Or, les phénomènes d'extinction concernent majoritairement la zone de flamme, et notamment les échanges gouttes / parois. En effet, il est important de préciser dès maintenant que FDS, pour des cas de liquide inflammable, considère le combustible présent dans le bac comme un solide pour le calcul des échanges thermiques et le mouvement des gouttes sur la surface de combustible. Le terme de refroidissement de combustible est donc inclus dans les échanges gouttes / parois, se mélangeant au refroidissement (ou à l'échauffement le cas échéant) des murs lorsque le bilan est écrit pour toutes les gouttes présentes dans le domaine de calcul. Un deuxième bilan d'énergie sur les

gouttes a donc été intégré dans le code, ne prenant en compte que les gouttes présentes dans la flamme, permettant notamment de découpler ces termes. L'essentiel des bilans commentés plus loin concernent la zone de flamme.

4.2 Présentation de la modélisation

Maillage	Mailles de 5 cm x 5 cm x 5 cm. Domaine : 4.30 m x 4.50 m x 3.20 m soit 86 x 90 x 64 mailles. Celui-ci est plus grand que la pièce suivant y et z afin de ne pas avoir de problème de stabilité numérique pour le solveur de pression [34].
Conditions aux limites	Suivant les z inférieurs, mur infini avec continuité du flux à la surface correspondant au sol. Sur toutes les autres faces, continuité du flux, l'air extérieur étant considéré à température ambiante
Matériaux	Murs en béton, porte Est en acier, vitres et porte Sud en verre, plafond en bois. Voir tableau 4.2
Combustion	$\Delta H_c = 42200$ kJ/kg. Combustible : fioul, identifié par $C_{12}H_{23}$. Evolution de puissance selon la méthode décrite dans le chapitre 2. Les valeurs utilisées sont indiquées dans le tableau 4.3 Bac : 30 cm x 30 cm x 10 cm. Placé à une hauteur de 20 cm (représentatif de la balance). Contient une hauteur de 5 cm de combustible. Parois en acier de 1 mm d'épaisseur. $HRR_{PUA} = 850$ kW/m ² pour le bac de 35 cm de diamètre et 1125 kW/m ² pour le bac de 25 cm de diamètre, pour un rendement de 0.8 et à l'état stationnaire. Les bacs "numériques" n'ayant pas la même surface que les bacs "expérimentaux" du fait du maillage utilisé, le HRR_{PUA} est ajusté de sorte à obtenir le HRR expérimental global, et non surfacique.
Brouillard d'eau	Débit d'eau = 6.3 l/min/buse Vitesse des gouttes à l'injection = 30 m/s Pression d'injection = 10 atm Diamètre des gouttes = 112 μ m (correspond au diamètre de Sauter) Nombre de gouttes "numériques" injectées = 5000 /s/buse
Mesures	Identiques à celles faites lors des essais (voir chapitre 2).

TABLEAU 4.1 – Caractéristiques générales de la modélisation pour des essais de fioul

On modélise ici un des essais réalisés dans la pièce décrite au chapitre précédent (figure 2.1). Les principales caractéristiques ont pu être observées dans les tableaux 2.5 et 3.1. Les figures 4.3 à 4.7 représentent la modélisation de la salle utilisée pour les essais expérimentaux présentés dans le chapitre 2 (figure 2.1). Les caractéristiques principales de la modélisation sont répertoriées dans les tableaux 4.1 et 4.2. Le modèle d'extinction présent par défaut dans FDS a été utilisé. Le terme "E_COEFFICIENT" (pour mémoire, paramètre a de l'équation 1.4) a alors été déterminé tel que le temps d'extinction numérique soit quasiment identique à celui observé expérimentalement

	λ - (W/m/K)	c_p - (kJ/kg/K)	ρ - (kg/m ³)
Acier	50	0.45	7800
Béton	1.575	1	2100
Bois	0.13	1.6	500
Verre	1	0.75	2500

TABLEAU 4.2 – Propriétés des matériaux utilisés dans les modélisations [1]

(à $\pm 10\%$). Nous verrons plus loin que le rendement de la réaction de combustion et le débit volumique de la ventilation peuvent avoir un effet sur les transferts de chaleur et de matière. Ici, le rendement est issu de la littérature [53] et le débit d'extraction est de $0.43\text{ m}^3/\text{s}$ d'après les mesures décrites dans le chapitre 2. Ces valeurs sont soumises à des analyses de sensibilité qui seront détaillées plus loin dans ce chapitre.

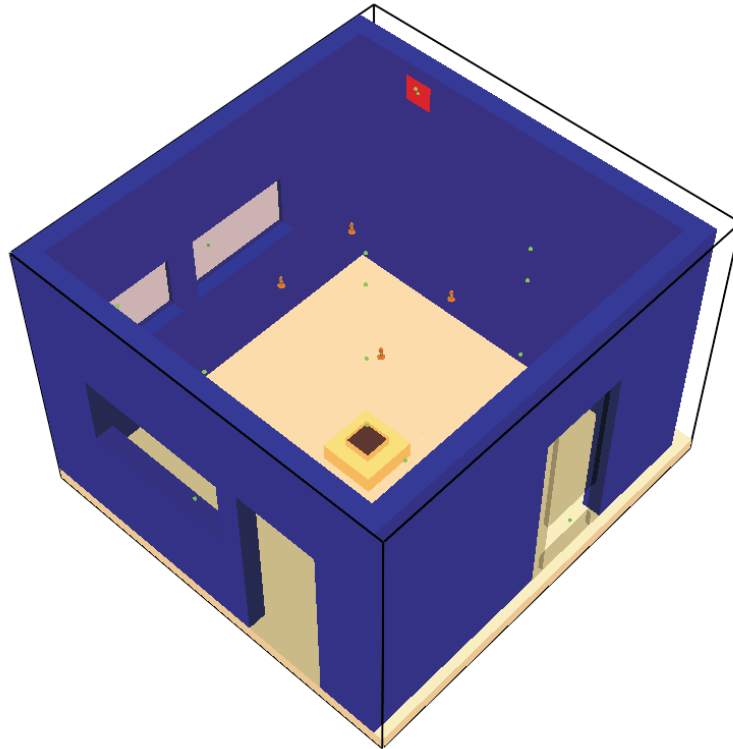


FIGURE 4.3 – Représentation de la pièce modélisée

4.2.0.3 Prescription utilisée pour les modélisations

Nous utilisons pour la modélisation numérique du foyer un HRR prescrit sur la base des puissances évaluées expérimentalement par la méthode de perte de masse présentée dans le chapitre 2.

Nous avons également expliqué dans ce chapitre que, pour des essais de foud, la mauvaise résolution de la centrale d'acquisition force la détermination de l'évolution du HRR en se basant

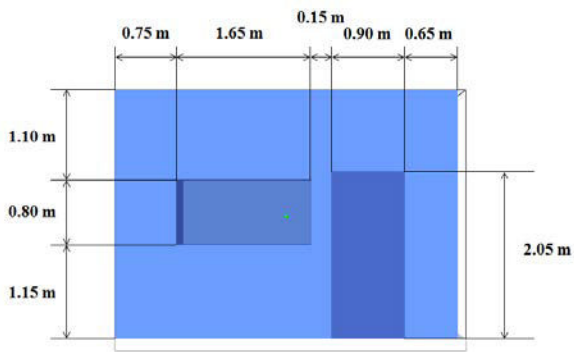


FIGURE 4.4 – Face Sud

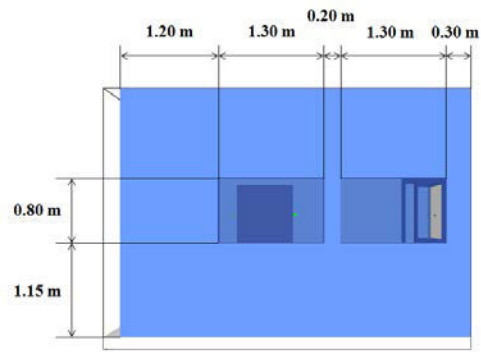


FIGURE 4.5 – Face Ouest

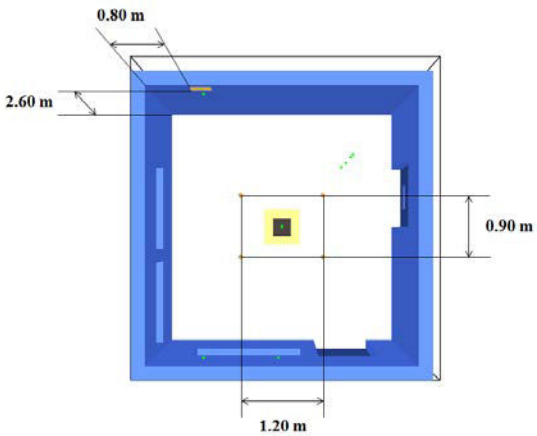


FIGURE 4.6 – Vue du dessus

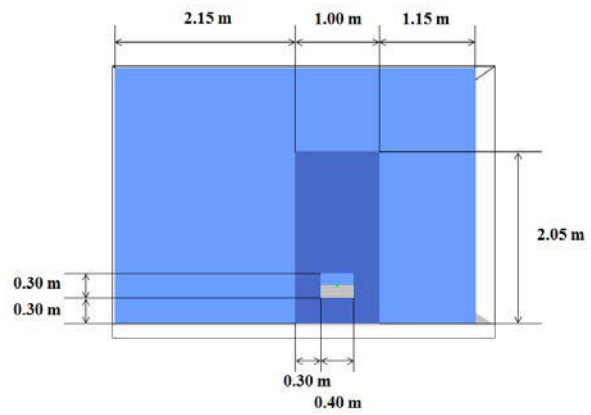


FIGURE 4.7 – Face Est

sur des essais longs, ce qui est justifié par la bonne répétabilité des essais. Nous pouvons voir sur la figure 4.8 l'évolution du HRR déterminée expérimentalement pour les essais 7, 8, 9, 10 et 11 (après ajustements), où l'aspersion était déclenchée après 550 s environ. La courbe noire représente la prescription du HRR utilisée pour nos essais. Celle-ci est relativement proche de ce qui serait une moyenne des 5 essais de répétabilité. La prescription du HRR en fonction du temps pour les bacs de diamètres 35 et 25 cm est donnée dans le tableau 4.3. Les modélisations d'essais de fioul étant exclusivement détaillées ici, seules les prescriptions utilisées pour ce combustible sont indiquées dans ce tableau.

Ajoutons que, même si la donnée d'entrée de FDS est un HRR prescrit, le code convertit ces données de sorte à imposer en fait un débit de pyrolyse tel que l'on obtiendra le HRR indiqué. Pour illustrer cette explication, nous pouvons nous référer à la figure 4.9, qui présente le HRR et le débit de pyrolyse pour une simulation de l'essai 18 jusque 300 s. Comme expliqué précédemment, nous avons indiqué en donnée d'entrée l'évolution du HRR présentée dans le tableau 4.3. Le code a converti cette donnée puisque nous voyons bien que c'est le débit de pyrolyse ici qui suit cette prescription. Le HRR est ensuite calculé à partir de cette donnée de perte de masse et nous pouvons voir ici qu'il suit la même évolution moyenne que le débit de pyrolyse (aux oscillations près). Si nous nous trouvions dans un cas sous-ventilé, le débit de pyrolyse suivrait la prescription mais le manque d'oxygène empêcherait le HRR de suivre cette évolution.

t - (s)	HRR/HRR _{max} D _{bac} = 35 cm	t - (s)	HRR/HRR _{max} D _{bac} = 25 cm
0	0	0	0
65	0.6375	110	0.444
155	0.775	185	0.678
340	1.00	310	0.867
		555	1.00

TABLEAU 4.3 – Evolution du HRR avec le temps pour les essais de fioul

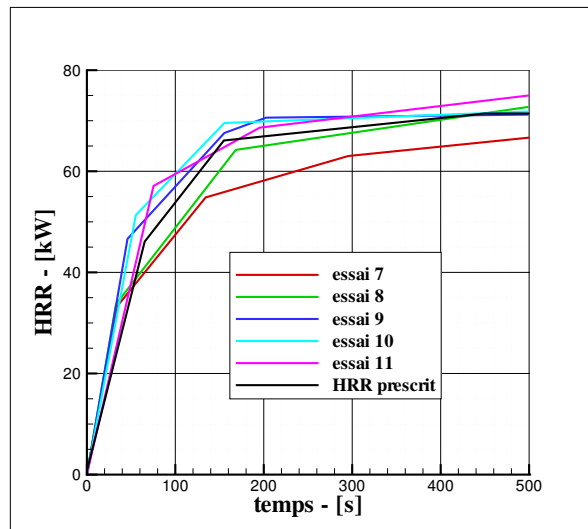


FIGURE 4.8 – Comparaison entre la prescription du HRR utilisée et les HRR déterminés expérimentalement pour les essais de répétabilité

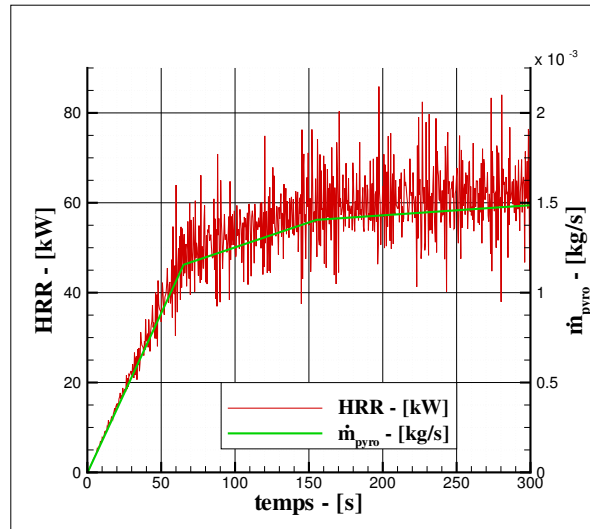


FIGURE 4.9 – Evolution du HRR et de débit de pyrolyse numériques : essai 18

4.3 Evaluation de FDS avant aspersion

4.3.1 Modélisation de l'essai 7

La comparaison entre les résultats de la simulation numérique et ceux obtenus expérimentalement porte sur la température sur l'arbre de thermocouples A2 (situé sur la diagonale Nord-Est, à 1.4 m du foyer) et sur la concentration en oxygène à l'extraction. Les températures le long de l'arbre A1 (dans la flamme) ne sont pas considérées car peu de confiance est accordée à l'outil numérique pour le calcul de température dans la flamme, en particulier du fait du maillage utilisé, probablement insuffisamment fin pour capter les phénomènes permettant un calcul réaliste.

On peut remarquer sur la figure 4.10 un très bon accord expérimental / numérique pour les températures en couche haute avant l'activation du brouillard d'eau (écarts moyens entre valeurs mesurées et calculées de 0.5°C à 290 cm et 2.0°C à 250 cm) tandis que pour les hauteurs plus faibles, le calcul numérique les sous-estime (3.9°C à 150 cm) et même très fortement pour $h = 50$ cm, puisque l'on a alors un écart moyen de 7.6°C avec les mesures expérimentales. Cette différence pourrait être expliquée par un flux d'air frais trop important par l'ouverture dans la porte ou par une valeur de débit d'extraction trop grande, ce qui aurait un effet sur la stratification des températures dans la pièce.

La figure 4.11, qui concerne la concentration en O_2 à l'extraction en fonction du temps, montre que les résultats numériques sont plutôt en bon accord avec les valeurs expérimentales puisqu'elles sont comprises dans les barres d'erreurs associées aux mesures. Néanmoins, on peut noter que la concentration en oxygène est supérieure aux données de l'analyseur, notamment à partir de 200 s environ. Ainsi, on a un écart maximal de l'ordre de 0.5 % pour la concentration en oxygène absolue, mais cette grandeur n'est pas celle qui nous intéresse le plus. La variation de concentration entre le départ du feu et le déclenchement du brouillard d'eau est plus utile car elle donne des informations sur la réaction de combustion et donc sur le HRR. L'écart entre les résultats expérimentaux et numériques pour cette grandeur est bien plus mauvais : de l'ordre de

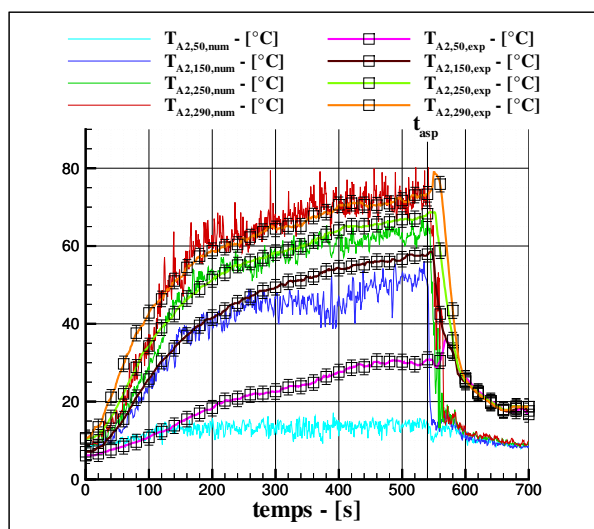


FIGURE 4.10 – Comparaison numérique / expérimental : température sur l'arbre A2 : essai 7

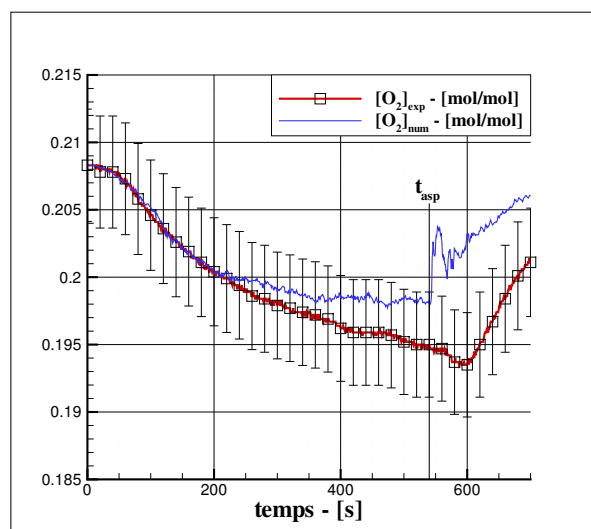


FIGURE 4.11 – Comparaison numérique / expérimental : concentration en oxygène à l'extraction : essai 7

25 %. Plusieurs phénomènes pourraient expliquer cette observation :

- la puissance du feu est sous-estimée, ce qui induirait une consommation d'oxygène par la combustion inférieure.
- Le débit d'extraction est surestimé et on a donc un milieu qui est mieux ventilé.

Ces remarques ont amené à différentes analyses de sensibilité, présentées ci-après.

4.3.2 Analyses de sensibilité

Certaines grandeurs importantes sont difficilement caractérisables expérimentalement et ont donc fait l'objet d'analyses de sensibilité afin de quantifier leur impact sur des grandeurs telles que la température des gaz ou la concentration en oxygène mesurée en extraction. C'est le cas notamment du rendement de la réaction de combustion, du débit volumique d'air extrait par la ventilation mécanique et de l'aire effective de l'ouverture dans la porte, dont les résultats sont présentés ci-après. Une analyse de sensibilité au maillage a également été réalisée.

4.3.2.1 Sensibilité au maillage

Trois maillages ont été étudiés dans le cadre de cette analyse. Les principales caractéristiques de ceux-ci sont répertoriées dans le tableau 4.4. Avant la comparaison des résultats, nous pouvons d'ores et déjà constater d'après ce tableau que le calcul avec des mailles de 10 cm n'est pas arrivé à son terme et a rencontré des problèmes d'instabilité numérique, le rendant inutilisable. Utiliser des mailles de 2.5 cm n'est pas non plus envisageable, du moins en calcul séquentiel puisqu'il nécessite un temps de calcul de plusieurs mois. Néanmoins, avant de valider le maillage de 5 cm, il est nécessaire d'en comparer les résultats avec les autres. Ceux-ci sont présentés sur les figures 4.12 et 4.13.

Nous pouvons d'abord remarquer sur les figures 4.12a, 4.12b et 4.12c que la conservation de l'énergie est bien observée pour des mailles de 2.5 cm et 5 cm. Il y a en revanche un léger écart entre le HRR et le bilan des transferts thermiques pour des mailles de 10 cm. Les différents termes ont alors été analysés en détail. En particulier, il y a un écart considérable sur les échanges convectifs gaz / parois (figure 4.12d), de l'ordre de 30 % entre ce terme calculé avec des mailles de 10 cm et les simulations utilisant des mailles de 5 cm et 2.5 cm. Enfin, la taille des mailles a également peu d'influence sur le champ de température (4.13a, 4.13b, 4.13c et 4.13d) et l'essentiel des écarts est observé avec les mailles de 10 cm.

Cet ensemble d'observations a motivé le choix de réaliser les simulations à l'aide de mailles de 5 cm.

Les résultats obtenus à l'aide de cette analyse de sensibilité sont sensiblement différents de ceux présentés ci-après, qui concernent les autres analyses réalisées. La raison est que l'analyse de sensibilité au maillage a été réalisée le plus tôt possible car elle impacte l'ensemble de l'étude numérique. Comme indiqué dans le tableau 4.4, le calcul faisant intervenir des mailles de 2.5 cm a duré plus de 2 mois. Dans le même temps, les paramètres d'entrée de la simulation ont légèrement évolué, expliquant alors les différences observées. Cependant, ces évolutions ne justifiaient pas de lancer une nouvelle analyse de sensibilité, très longue, car l'influence du maillage sur les résultats est clairement et justement observée ici.

taille d'une maille (cm)	nombre de mailles	temps de calcul (h)
10	63 360	4 (crash après 600s/700)
5	495 360	92
2.5	3 962 880	1761

TABLEAU 4.4 – Caractéristiques des différents maillages

4.3.2.2 Sensibilité au rendement de combustion

La gamme des rendements étudiés est comprise entre 0.8 et 1 pour le fioul. Si la valeur de 1 n'est pas envisageable en réalité, elle vient poser une limite physique à cet intervalle. Le rendement de référence étant estimé à 0.84 compte tenu des données issues de la littérature [53] pour la configuration de la pièce, des valeurs de 0.8 et 0.9 ont également été testées. La figure 4.14 montre qu'une modification de 10 % du rendement impacte à 4.3°C la température à une hauteur de 290 cm en moyenne, cet écart diminuant avec h, atteignant 3.4°C à 250 cm et 2.7°C à 150 cm. Ces différences sont en revanche quasiment nulles (0.3°C) à 50 cm du sol. Les variations totales de la concentration en oxygène peuvent quant-à elles différer de 16 % par rapport à la première valeur estimée.

4.3.2.3 Sensibilité au débit volumique d'extraction

L'analyse de sensibilité au débit volumique d'extraction a été motivée par l'incapacité de le mesurer très précisément, tout en sachant qu'il a un rôle primordial sur la concentration en oxygène dans la pièce et sur la température des gaz. En effet, nous ne disposons pour cette mesure que d'un anémomètre, placé juste devant la grille d'aération. Si celui-ci est très précis,

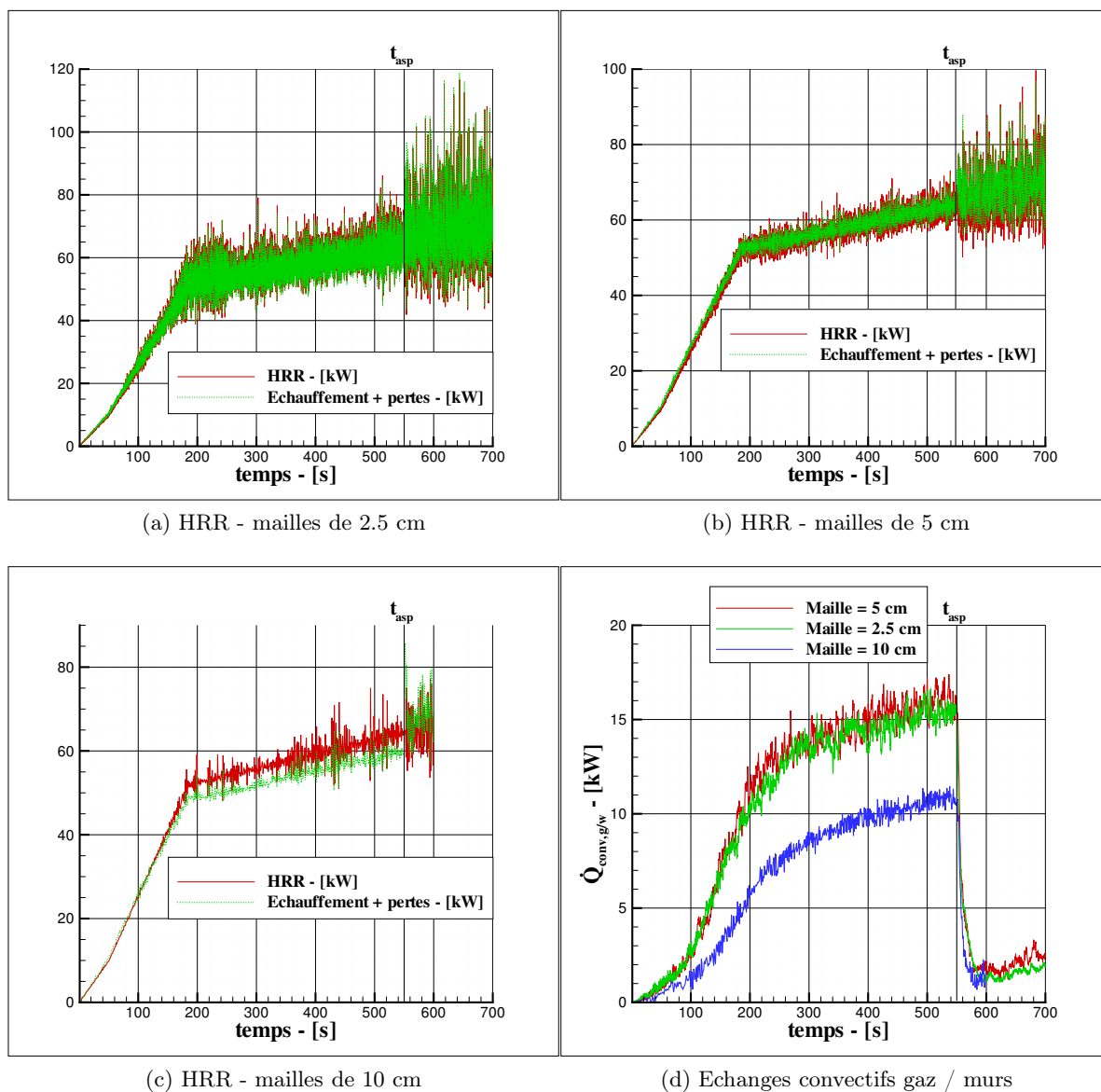


FIGURE 4.12 – Analyse de sensibilité au maillage du HRR et des échanges convectifs gaz / murs : essai 7

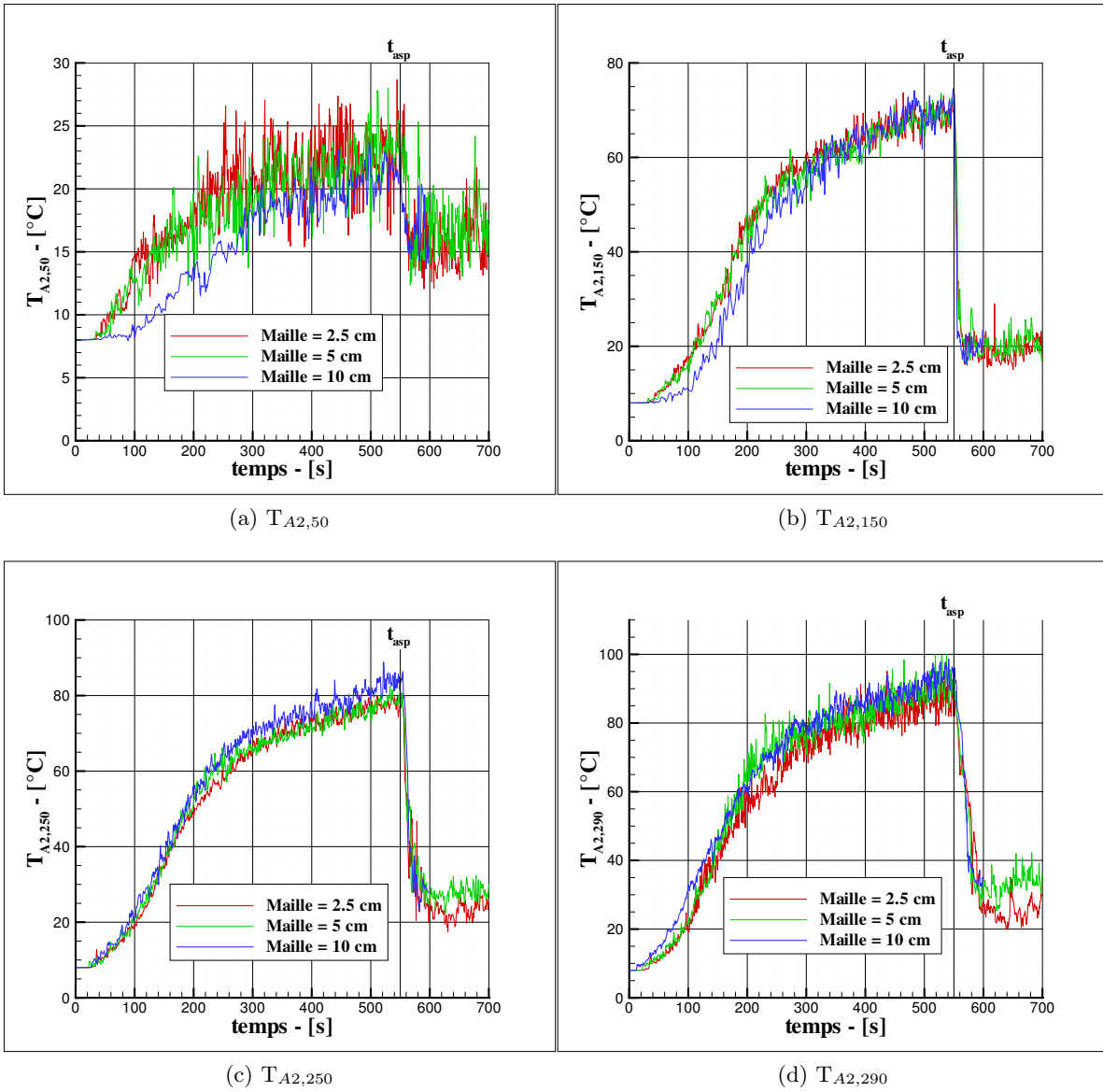
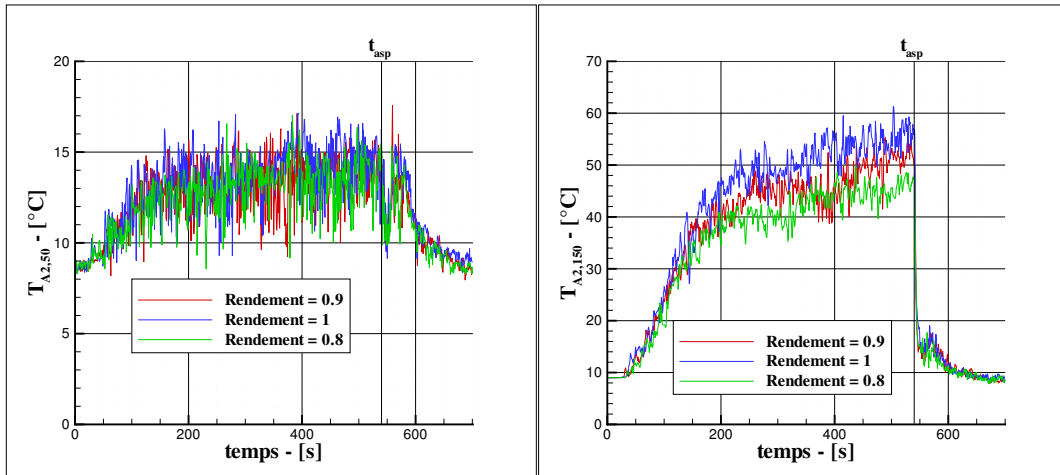
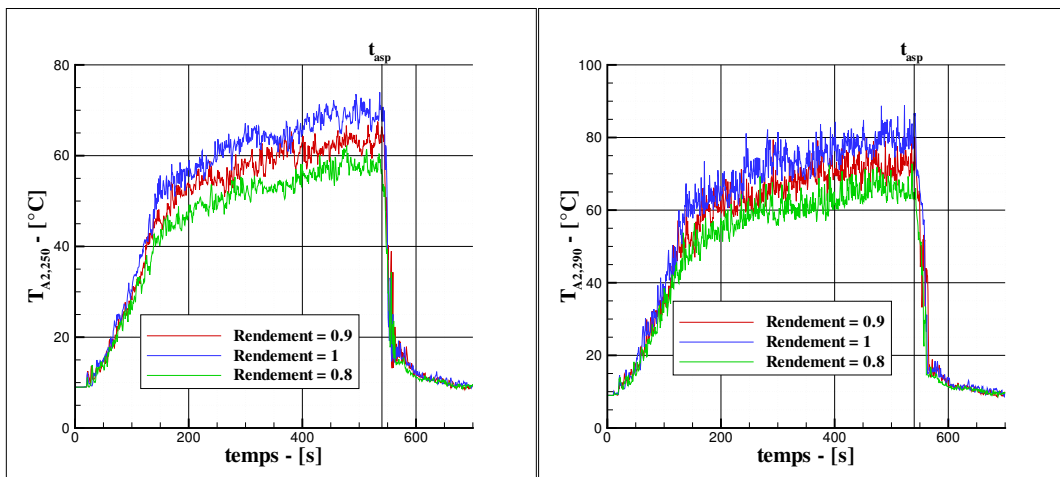


FIGURE 4.13 – Analyse de sensibilité au maillage de la température des gaz : essai 7



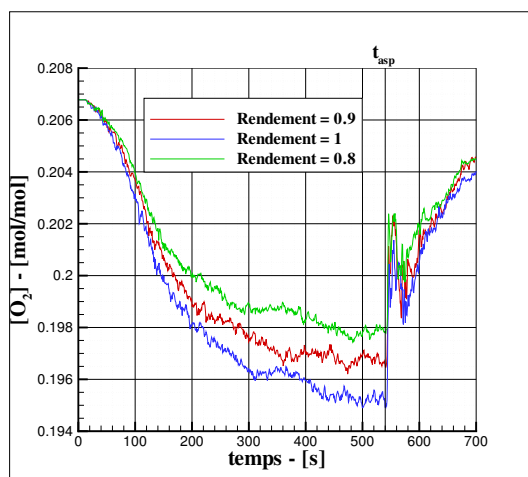
(a) $T_{A2,50}$

(b) $T_{A2,150}$



(c) $T_{A2,250}$

(d) $T_{A2,290}$



(e) Concentration en oxygène à l'extraction

FIGURE 4.14 – Analyse de sensibilité au rendement de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7

il s'est logiquement avéré particulièrement sensible à son orientation, l'influence de l'utilisateur amène donc des erreurs bien supérieures à celles provoquées par l'instrument lui-même. Cette technique a permis de déterminer un champ de vitesse devant l'extraction qu'il ne reste plus qu'à intégrer sur la surface de celle-ci. Une incertitude maximale de 20 % a été envisagée. Pour mémoire, la valeur déterminée expérimentalement est de $0.43 \text{ m}^3/\text{s}$.

Nous pouvons voir sur la figure 4.15 des différences de température très proches de celles qui ont été présentées lors de l'analyse de sensibilité au rendement, c'est à dire qu'une augmentation ou une réduction de 20 % du débit volumique d'extraction a un impact très similaire à celui lié à une variation de 10 % du rendement de combustion. Ainsi, on a des différences de 2.7°C pour des hauteurs de 150 et 250 cm, celle-ci atteignant 4.1°C pour 290 cm. Les températures à $h = 50 \text{ cm}$, tout comme dans le cas précédent, ne sont quasiment pas impactées par cette variation du débit d'extraction (0.3°C). La concentration en O_2 s'avère plus sensible à cette grandeur, notamment dans le cas où $\dot{V}_{\text{extraction}} = 0.35 \text{ m}^3/\text{s}$, on a alors un écart relatif de 25 % sur la variation totale du concentration en oxygène.

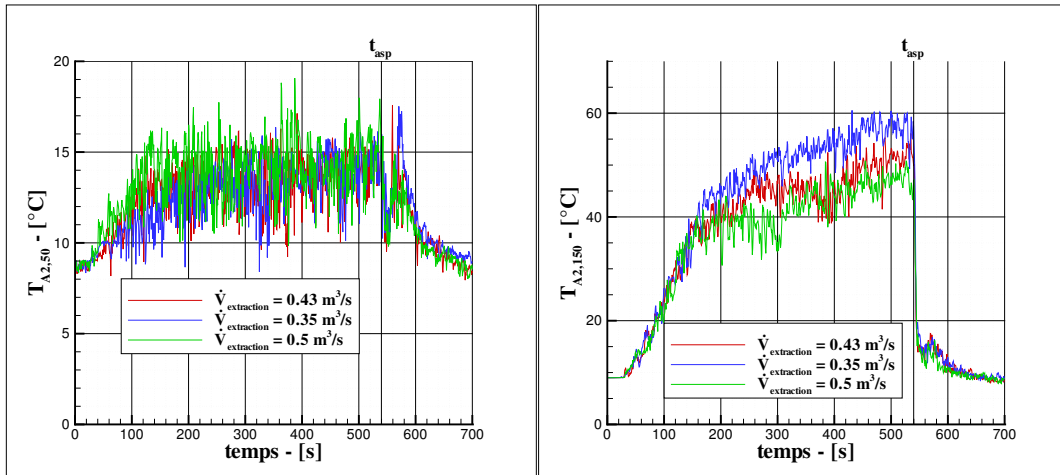
4.3.2.4 Sensibilité à la section de l'ouverture dans la porte

Les deux analyses de sensibilité présentées ci-dessus ont permis de déterminer des causes possibles des différences observées sur la consommation en oxygène entre les simulations numériques et les mesures expérimentales. En revanche, elles ont montré qu'une variation de 10 % du rendement de combustion ou de 20 % du débit volumique en extraction n'avait aucun effet sur la température à une hauteur de 50 cm, qui est la grandeur présentant les plus grandes différences entre expérimental et numérique. L'ouverture dans la porte consiste en un store métallique, dont les volets peuvent s'orienter en fonction des effets de surpression. Il est donc difficile d'estimer une surface effective au travers de laquelle les échanges de masse et de chaleur se font, justifiant une analyse de sensibilité à cette grandeur. Nous avons estimé dans un premier temps que 63 % de la surface totale du store servait effectivement aux flux d'air (soit 0.35 m^2 au lieu de 0.56 m^2). Cependant, cette valeur pourrait être bien inférieure, le store étant quasiment fermé durant les essais. Une diminution de 66 % a donc été envisagée par rapport à la première valeur estimée, signifiant qu'il n'y aurait alors que 21 % de la surface du store où les flux massiques peuvent apparaître. Les résultats de cette analyse de sensibilité sont présentés sur la figure 4.16.

La figure 4.16a montre une différence de 9.6°C pour la température à $h = 50 \text{ cm}$ par rapport aux valeurs calculées auparavant. Plus important, on atteint la même gamme de températures que celles mesurées durant les expériences. La diminution de cette surface n'a en revanche qu'une faible influence (différence de l'ordre du degré centigrade) sur les températures à des hauteurs de 150 et 250 cm (figures 4.16b et 4.16c). A 290 cm, on peut remarquer une diminution de 4°C de la température par rapport à celles mesurées pour une ouverture de 0.35 m^2 . La figure 4.16e montre que la réduction de la surface effective de l'ouverture dans la porte n'a aucune influence sur la concentration en oxygène à l'extraction.

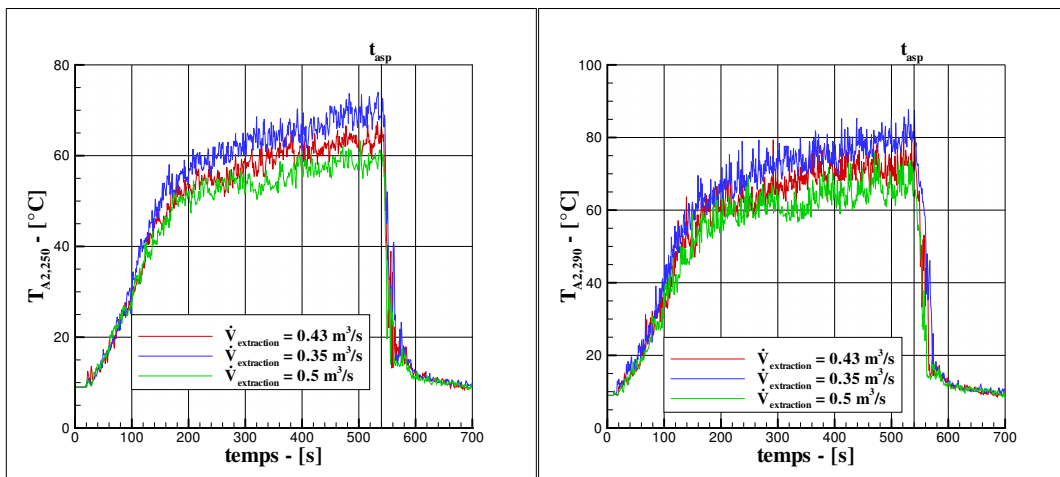
Après avoir réalisé les différentes analyses de sensibilité, nous obtenons les valeurs optimales suivantes :

- rendement de combustion = 0.8 (valeur de référence : 0.84) ;
- débit volumique d'extraction = $0.43 \text{ m}^3/\text{s}$ (valeur de référence : $0.43 \text{ m}^3/\text{s}$) ;
- section de l'ouverture de la porte = 0.12 m^2 (valeur de référence : 0.35 m^2) ;



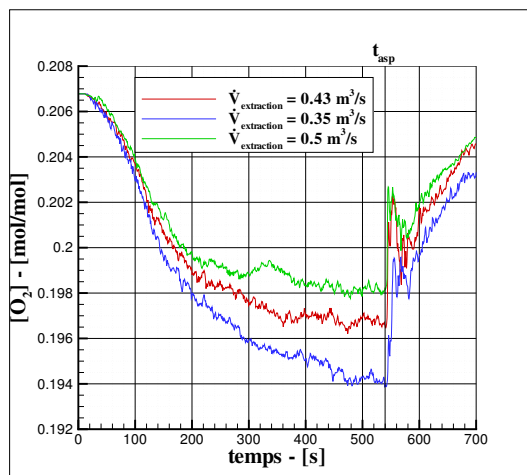
(a) $T_{A2,50}$

(b) $T_{A2,150}$



(c) $T_{A2,250}$

(d) $T_{A2,290}$



(e) Concentration en oxygène à l'extraction

FIGURE 4.15 – Analyse de sensibilité au débit volumique d'extraction de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7

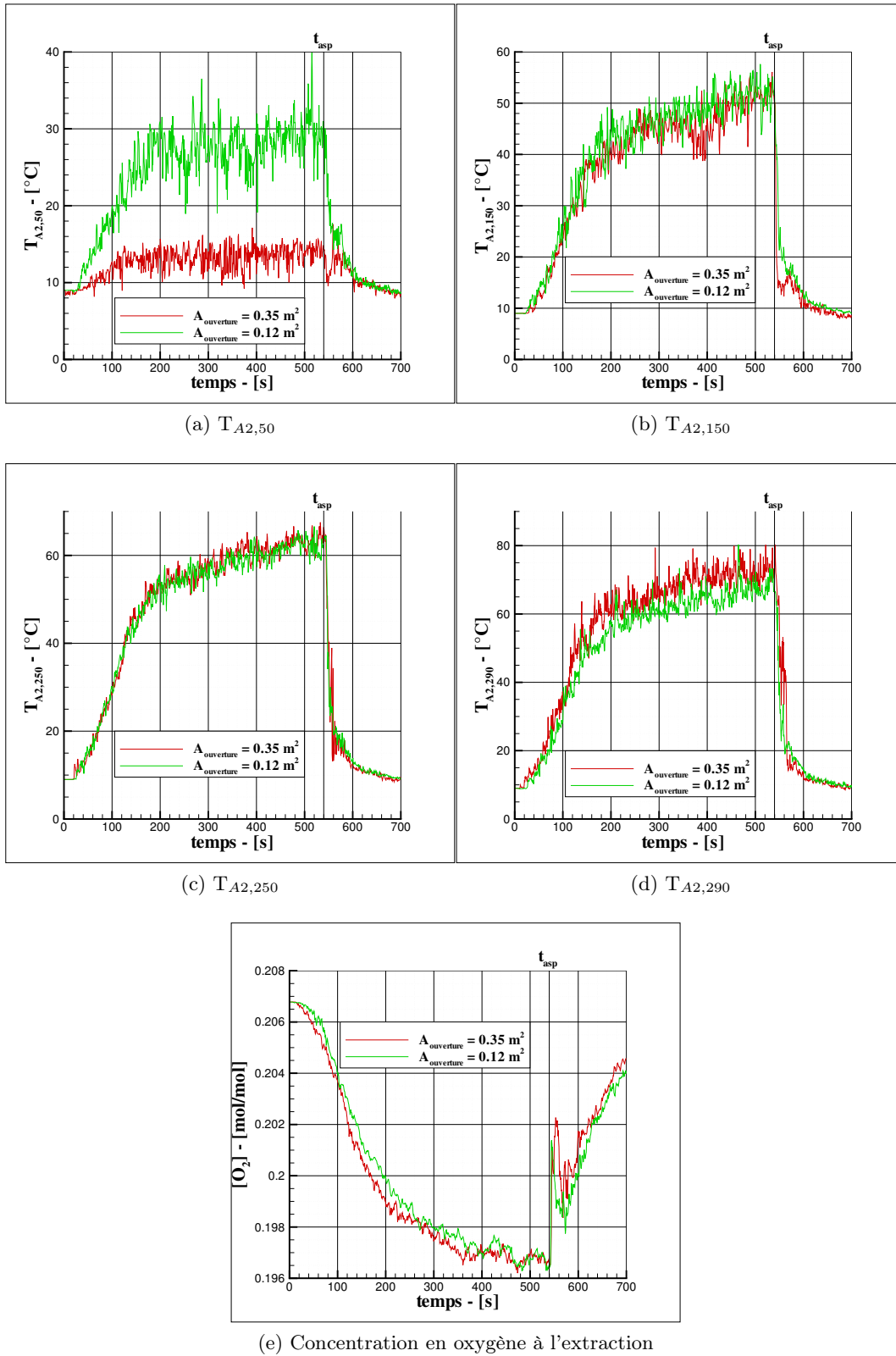


FIGURE 4.16 – Analyse de sensibilité à l'aire effective de l'ouverture dans la porte de la température des gaz et de la concentration en oxygène à l'extraction : essai 7

Nous avons alors une modélisation type dont les valeurs de température le long de l'arbre A2 (placé sur la diagonale Nord-Est) et de concentration en oxygène en extraction sont présentées respectivement sur les figures 4.17 et 4.18. L'accord avec les données expérimentales avant aspersion est très satisfaisante avant aspersion, en particulier pour l'environnement thermique avant déclenchement du brouillard d'eau.

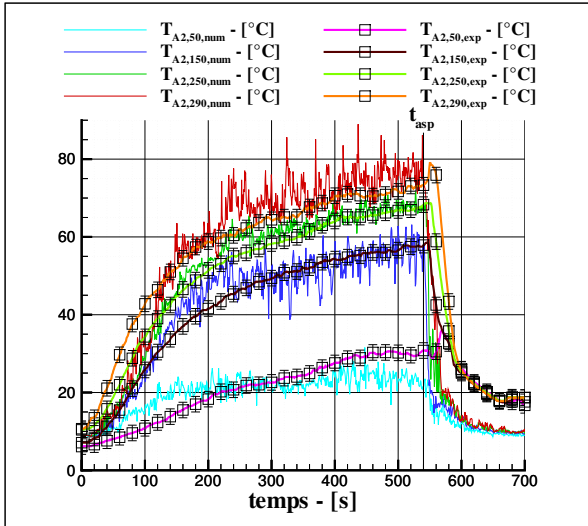


FIGURE 4.17 – Comparaison numérique / expérimental après analyses de sensibilité : température sur l'arbre A2 : essai 7

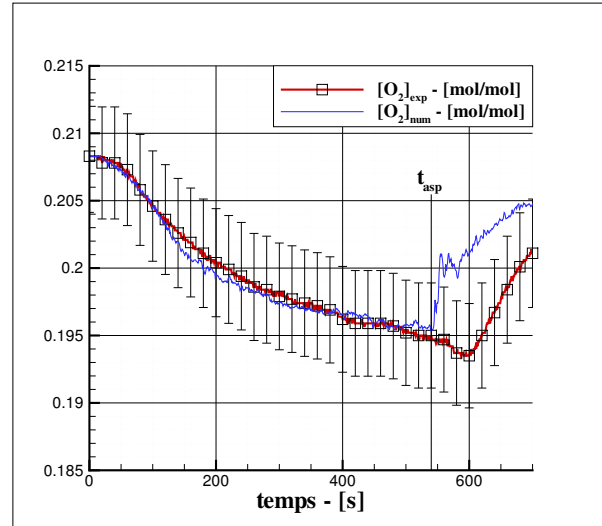


FIGURE 4.18 – Comparaison numérique / expérimental après analyses de sensibilité : concentration en oxygène à l'extraction : essai 7

4.4 Evaluation de FDS pour l'extinction

4.4.1 Analyse de sensibilité aux paramètres du spray

Avant d'étudier les capacités des modèles d'extinction, il paraît nécessaire de prendre le temps de modéliser convenablement le spray dont les caractéristiques seront les paramètres principaux de l'extinction. De plus, nous ne bénéficions que de données constructeur et nous n'avons pu effectuer des mesures nous permettant de caractériser les buses utilisées expérimentalement. Si les angles d'injection ne semblent pas justifier d'études plus approfondies car ils ne dépendent que de l'usinage des orifices pour lequel l'incertitude est négligeable, le diamètre et la vitesse moyens peuvent varier sensiblement selon l'installation, notamment par le biais de la pression d'alimentation. Nous avons donc réalisé des analyses de sensibilité à ces paramètres sur le cas 14 (aspersion déclenchée à 64 s). Pour éviter des variations de HRR entre les cas dues à l'extinction, une décroissance du HRR équivalente est imposée dans chacune des simulations jusqu'à extinction à 129 s. Le but ici est d'observer les différences dans les échanges pour un HRR connu, et non l'extinction.

4.4.1.1 Analyse de sensibilité au diamètre des gouttes

Le diamètre moyen donné est $D_g = 112 \mu\text{m}$. Nous avons donc décidé d'étudier les variations qu'entraînerait un diamètre deux fois plus petit à deux fois plus grand. Nous pouvons voir l'impact sur le champ de température dans la couche haute de la pièce (figures 4.19a et 4.19b), sur la température du combustible (figure 4.19c) et sur la puissance utilisée pour l'évaporation des gouttes dans la flamme (figure 4.19d).

Nous pouvons tout d'abord constater que FDS surprédit le refroidissement de la phase gazeuse après déclenchement du brouillard d'eau, comme le montrent les écarts entre températures numérique et expérimentale sur les figures 4.19a et 4.19b. Ce résultat est commun à tous les diamètres testés et n'est donc pas une conséquence de celui indiqué en donnée d'entrée. Plusieurs problèmes pourraient justifier ce résultat. Cela pourrait par exemple être une conséquence d'une vitesse de sortie des buses trop importante, analyse que nous détaillerons ci-après. Une autre possibilité est que l'évaporation soit surévaluée, la conséquence en serait logiquement un refroidissement trop important de la phase gazeuse. Ce problème a en fait déjà été pointé du doigt [7], notamment pour les petites gouttes. Si cette modélisation insuffisante de l'évaporation est une réalité, nous ne pouvons pas encore savoir si les écarts entre expérimental et numérique sont essentiellement dus à celle-ci ou si elle ne représente qu'une petite partie de l'erreur réalisée.

La figure 4.19c nous montre qu'il y a une influence non-négligeable du diamètre des gouttes sur la température du combustible. Dans les toutes premières secondes d'aspersion, cette température décroît rapidement, indépendamment du diamètre. La taille des gouttes entre ensuite en compte, avec un refroidissement plus lent pour les petites gouttes. Nous pouvons notamment remarquer que la diminution de la température est très similaire pour des gouttes de diamètre moyen 84 et 112 μm . Le constat est le même pour les gouttes de 168 et 224 μm , avec une décroissance plus rapide cela dit. Les résultats entre ces 4 valeurs sont finalement assez proches, les gouttes de diamètre 112 μm ayant un comportement intermédiaire très intéressant entre les différents résultats. En effet, il suit la même tendance que les grosses gouttes jusque $t = 70$ s, puis rejoint les résultats des gouttes de diamètre 84 μm à $t = 75$ s. Finalement, après 90 s, les résultats sont déjà relativement proches les uns des autres. Les gouttes de 56 μm de diamètre refroidissent bien plus lentement le combustible mais elles ne représentent vraisemblablement pas le spray expérimental.

La puissance prise pour l'évaporation des gouttes ne dépend en revanche quasiment pas du diamètre des gouttes.

4.4.1.2 Analyse de sensibilité à la vitesse des gouttes

La vitesse des gouttes à la sortie des buses a été calculée à 30 m/s. Nous avons décidé d'étendre l'analyse de sensibilité à des vitesses allant de 15 à 40 m/s, des valeurs hors de cet intervalle n'étant vraisemblablement pas représentatives de notre spray. Les résultats de cette analyse sont présentés sur la figure 4.20.

Comme pour l'analyse de sensibilité au diamètre des gouttes, nous pouvons voir un refroidissement de la phase gazeuse trop important après activation du brouillard d'eau pour toutes les vitesses de gouttes testées. Cela renforcerait l'hypothèse selon laquelle l'évaporation surestimée

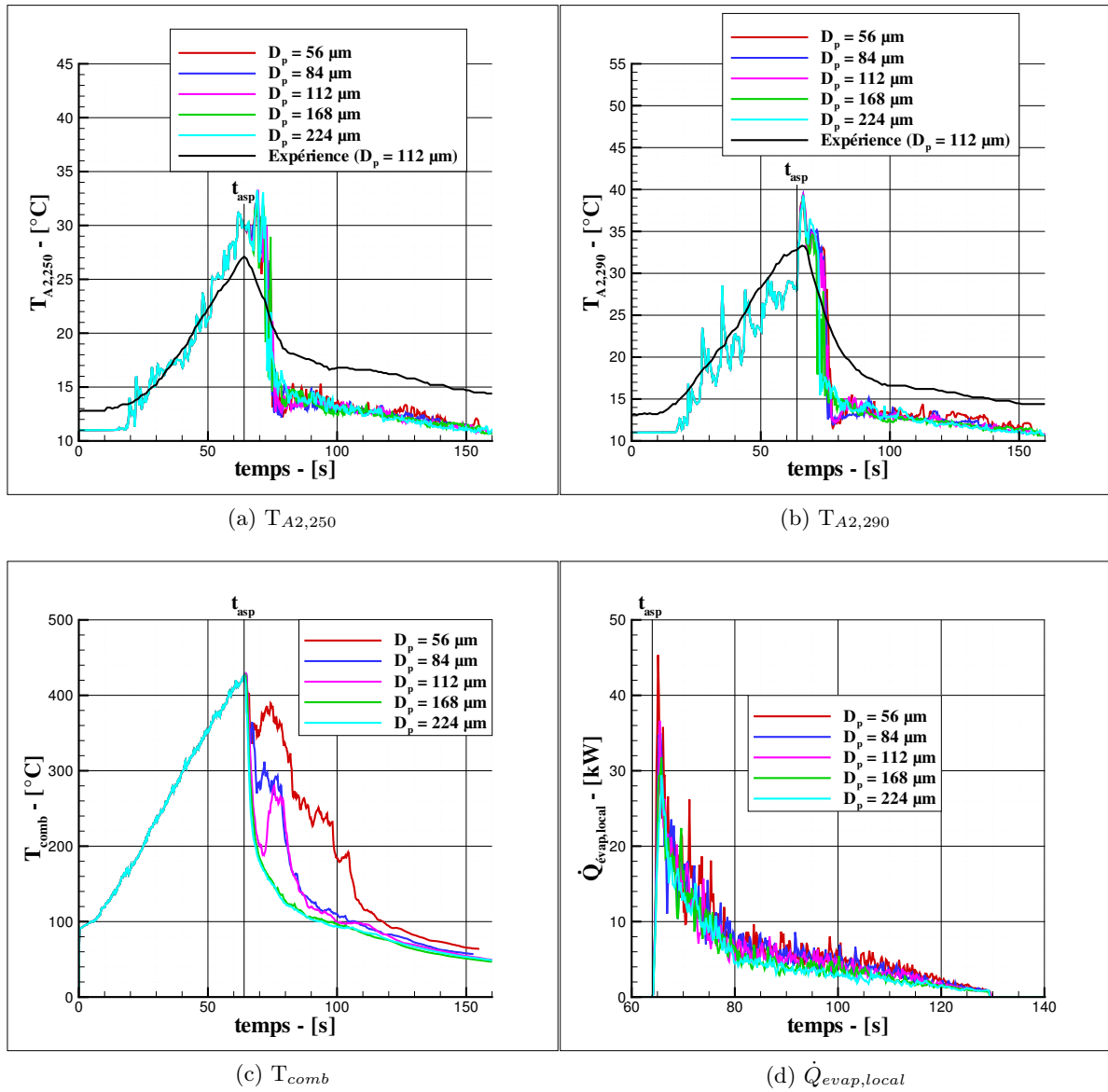


FIGURE 4.19 – Analyse de sensibilité au diamètre des gouttes : essai 14

conduit à un abaissement des températures trop rapide. Au delà de cette comparaison entre expérimental et numérique, la vitesse importe peu sur la température des gaz pendant aspersion sur la gamme de vitesse étudiée.

Pour la température du combustible, nous pouvons voir une remontée de celle-ci aux alentours de 70 s. La décroissance est très similaire pour des vitesses de 15 et 30 m/s. De plus, hormis un décalage dans cette remontée en température, l'allure de la décroissance est également semblable à celle observée pour une vitesse de 40 m/s à partir de $t = 85$ s.

Finalement, l'influence de la vitesse des gouttes sur la puissance servant à l'évaporation des gouttes est quasiment nulle.

Nous pouvons donc conclure que les résultats sont peu sensibles au diamètre et à la vitesse des gouttes dans les gammes respectives étudiées.

4.4.2 Extinction par refroidissement du combustible

Nous allons tenter ici d'évaluer les capacités du modèle présenté dans le chapitre 1 (équation 1.3) à déterminer le temps d'extinction. Pour rappel, celui-ci lie le débit de pyrolyse $\dot{m}_f''(t)$ à la masse de gouttes $m_{p/f}''$ présente sur le combustible à travers une loi exponentielle :

$$\dot{m}_f''(t) = \dot{m}_{f,0}'' e^{-\int k(t) dt}$$

avec

$$k(t) = a m_{p/f}''(t)$$

Ce modèle ne permet pas d'effectuer des simulations prédictives d'extinction de feu par spray d'eau du fait de la nature empirique du coefficient a . A défaut, le but ici est de déterminer a tel que le temps d'extinction numérique soit en bon accord avec la valeur expérimentale $t_{ext,vid}$ (avec un écart relatif maximal de 10 %). Il s'agira ensuite de déterminer si l'évolution de a avec différents paramètres clés tels que le HRR ou le champ de température au moment du déclenchement de l'aspersion suit des tendances notables qui nous permettraient ensuite de prédire par interpolation ou extrapolation une valeur correcte pour un essai non simulé.

Tentons de déterminer a pour le cas 13 qui est un essai de fioul et où le mécanisme d'extinction principal est le refroidissement du combustible. Ici, le temps de déclenchement du brouillard d'eau est de 38 s et le temps d'extinction de 40 s. Nous avons testé différentes valeurs de a entre 0 et $1 \text{ m}^2/\text{kg/s}$ et nous pouvons voir l'évolution du temps d'extinction avec ce coefficient sur la figure 4.21. D'après ces résultats, le coefficient optimal serait de $0.2 \text{ m}^2/\text{kg/s}$ même si des valeurs de 0.25 et $0.3 \text{ m}^2/\text{kg/s}$ seraient également acceptables. Nous pouvons remarquer une augmentation considérable du temps d'extinction quand a tend vers 0 tandis que les résultats sont assez proches, entre 15 et 30 s pour des valeurs de a entre 0.35 et $1 \text{ m}^2/\text{kg/s}$.

Si nous faisons maintenant la même analyse pour le cas 20, nous obtenons les résultats

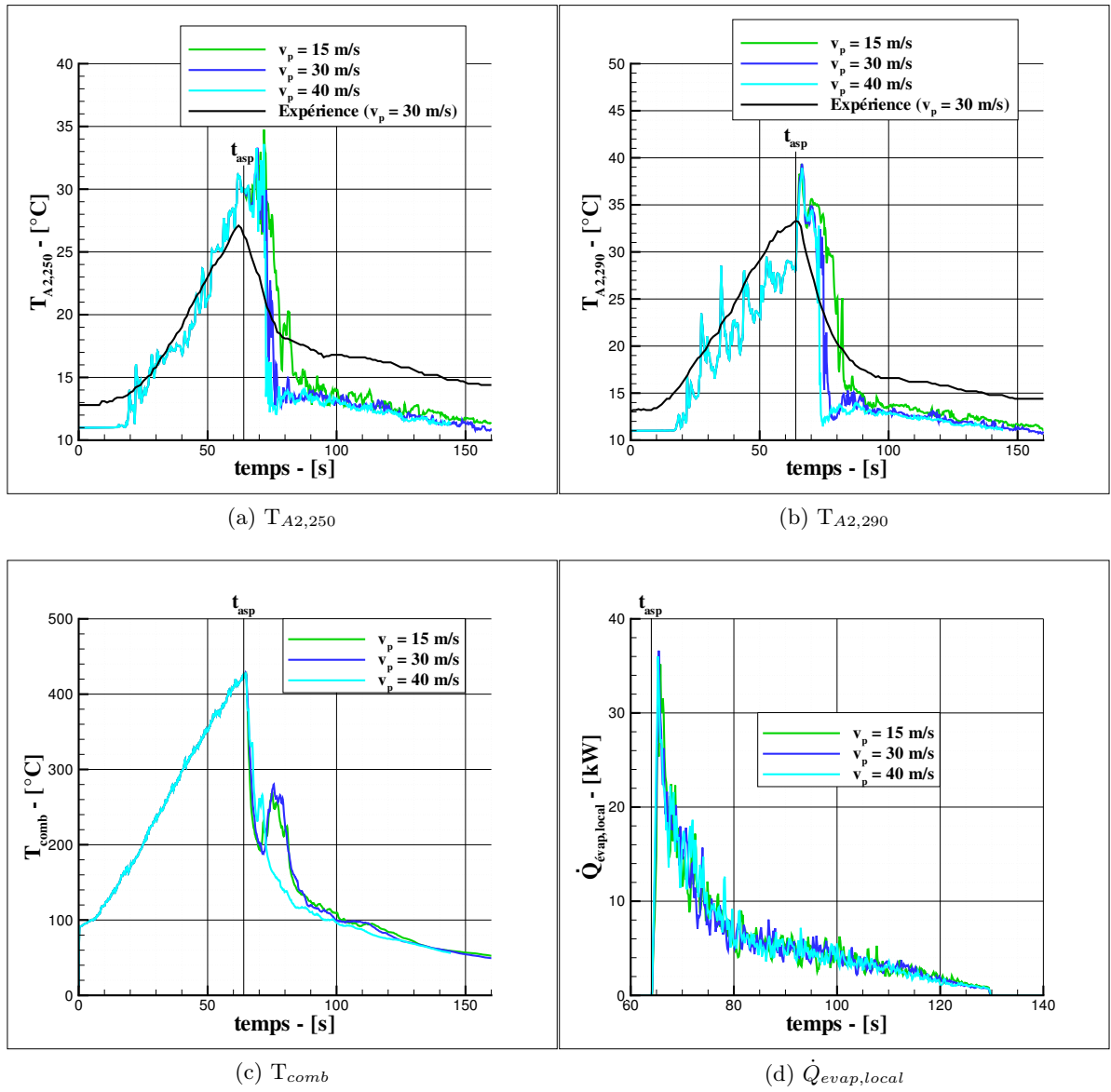


FIGURE 4.20 – Analyse de sensibilité à la vitesse des gouttes : essai 14

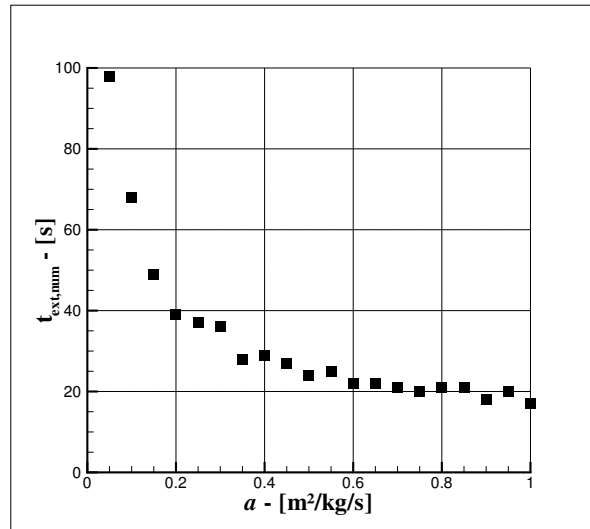


FIGURE 4.21 – Evolution du temps d'extinction avec a : essai 13

présentés sur la figure 4.22. Pour rappel, le cas 20 est également un cas de refroidissement de combustible sur du fioul. Le temps d'activation de l'aspersion est de 94 s et le temps d'extinction de 65 s. D'après notre tolérance de 10 % avec le temps d'extinction expérimental, le seul coefficient a acceptable sur la vingtaine de valeurs testées ici est de 0.4 m²/kg/s. Contrairement aux résultats présentés précédemment pour le cas 13, l'évolution du temps d'extinction avec a n'est pas tout monotone ici. La confiance que nous pouvons apporter au modèle d'extinction par défaut est par conséquent grandement minimisée. Nous poursuivons néanmoins notre recherche d'un coefficient a correct pour chaque essai.

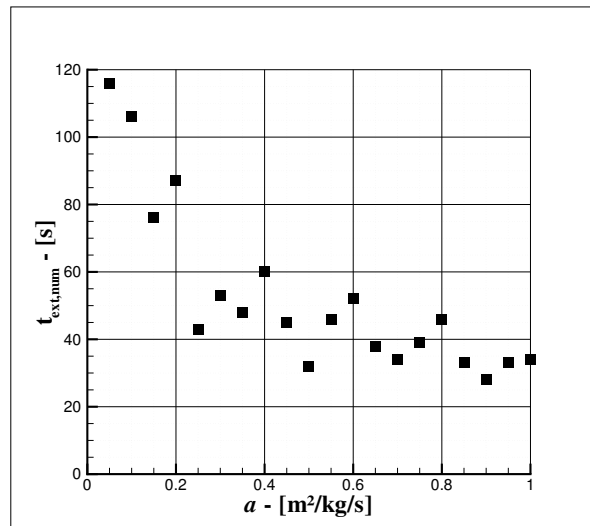


FIGURE 4.22 – Evolution du temps d'extinction avec a : essai 20

Il serait très coûteux en temps de calcul de réaliser autant de simulations pour chaque essai que pour les essais 13 et 20 pour déterminer un coefficient a optimal. C'est pourquoi nous arrêtons notre recherche dès que nous obtenons un coefficient respectant l'accord de 10 % entre temps d'extinction expérimental et numérique. Nous pouvons voir l'ensemble des coefficients a identifiés

pour les essais de fioul modélisés dans le tableau 4.5, également représentés sur la figure 4.23. Ainsi, dans la légende de la figure 4.23, les essais de refroidissement du combustible pour un bac de 35 cm de diamètre sont les essais 13, 14, 20 et 21, les essais de refroidissement de la flamme pour un bac de 35 cm sont les essais 16, 17, 18, 19 et 22 et enfin les essais 31, 32, 33, 34, 35, 36 et 37 sont les essais de refroidissement du combustible pour le bac de diamètre 25 cm. Pour se remémorer les caractéristiques des différents essais, le lecteur peut se référer aux tableaux 2.5 et 3.1 situés dans les chapitres 2 (page 47) et 3 (page 63), respectivement.

n°	D_{bac} (cm)	HRR_{asp} (kW)	a (m ² /kg/s)	Mécanisme d'extinction
13	35	28	0.2	Refroidissement du combustible
14	35	48	0.15	Refroidissement du combustible
16	35	56	50	Refroidissement de la flamme / inertage
17	35	61	20	Refroidissement de la flamme / inertage
18	35	68	30	Refroidissement de la flamme / inertage
19	35	56	90	Refroidissement de la flamme / inertage
20	35	52	0.4	Refroidissement du combustible
21	35	56	0.2	Refroidissement du combustible
22	35	60	3.3	Refroidissement de la flamme / inertage
31	25	7	1	Refroidissement du combustible
32	25	12	1	Refroidissement du combustible
33	25	19	0.24	Refroidissement du combustible
34	25	24	0.26	Refroidissement du combustible
35	25	32	0.42	Refroidissement du combustible
36	25	40	0.74	Refroidissement du combustible
37	25	46	0.24	Refroidissement du combustible

TABLEAU 4.5 – Coefficients a identifiés pour les essais de fioul

Le modèle a été utilisé indifféremment dans les cas de refroidissement du combustible ou de la flamme alors que le modèle a été développé pour le premier cas avant tout. Les buts ici étaient en fait multiples. Comme indiqué précédemment, le premier objectif est de tenter de déterminer une tendance pour l'évolution du coefficient a avec des grandeurs caractéristiques d'un essai tels que le HRR ou le champ de température au moment du déclenchement de l'aspersion. Le second objectif est d'étudier numériquement la physique mise en œuvre lors de l'extinction à l'aide des bilans de masse et d'énergie intégrés dans le code. La façon d'atteindre l'extinction importe donc peu, tant que la décroissance du HRR est suffisamment réaliste pour ne pas trop altérer cette physique. Précisons cependant qu'un cas spécifique de refroidissement de la flamme et inertage sera détaillé plus loin, utilisant alors uniquement le critère dédié à ce type d'essais.

Nous pouvons ainsi remarquer dans le tableau 4.5 et sur la figure 4.23 que les coefficients a sont tous compris entre 0 et 1 m²/kg/s pour les cas de refroidissement du combustible et supérieurs, voire largement supérieurs à 1 m²/kg/s pour les cas de refroidissement de la flamme. Insistons sur le fait que ces grandes valeurs ne semblent pas physiques. Même en isolant les cas de refroidissement du combustible, il est malheureusement impossible de déterminer une tendance pour a en fonction du HRR au moment de l'aspersion. Le constat est le même pour d'autres grandeurs telles que le champ de température ou la concentration en O₂, les résultats ne seront donc pas détaillés ici. Quoi qu'il en soit, ces constatations laissent même penser qu'il n'est pas

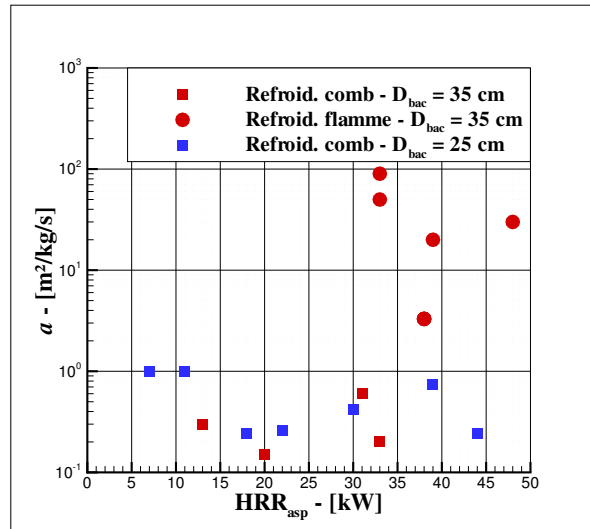


FIGURE 4.23 – Evolution du coefficient a avec le HRR au moment de l'aspersion

possible d'améliorer le modèle dans sa forme actuelle et qu'il est dès lors nécessaire de recourir à un remplacement total avec une base physique différente d'une corrélation liant simplement le débit de pyrolyse à la masse d'eau sur le combustible.

Au delà de ce problème majeur concernant la prédiction du coefficient a , les simulations optimales suivent une décroissance réaliste du HRR durant l'aspersion et nous pouvons considérer que la physique est relativement bien représentée dans la pièce. Nous pouvons donc utiliser les bilans de masse et d'énergie intégrés dans le code et présentés précédemment dans ce chapitre.

Les résultats des bilans de masse pour l'essai 14 sur les systèmes "flamme + gaz" et "gouttes" sont représentés respectivement sur les figures 4.24 et 4.25. Nous pouvons d'abord noter par la superposition (aux oscillations près) des courbes vertes et rouges que nous avons bien conservation de la masse. Nous pouvons également remarquer sur la figure 4.25 qu'une très faible part des gouttes injectées s'évapore. Il doit être rappelé que le foyer est centré par rapport aux 4 buses, qui aspergent à 360°. Il n'est donc pas anormal qu'une faible quantité de gouttes atteigne la zone de flamme où l'évaporation est la plus importante. Les débits d'évaporation moyens sur la phase d'extinction seront analysés plus loin dans ce chapitre.

Des courbes représentatives des résultats des bilans d'énergie sur la phase gazeuse sont présentées sur les figures 4.26 et 4.27. Les courbes rouge et bleue sont quasiment superposées, vérifiant la conservation de l'énergie. Avant déclenchement de l'aspersion, nous pouvons voir que la majorité du HRR sert à échauffer la phase gazeuse à travers l'augmentation de son enthalpie sensible. Les pertes les plus importantes se font par convection, les pertes par rayonnement et advection étant plutôt faibles. Après déclenchement du brouillard d'eau, nous avons un refroidissement brutal des gaz comme le montre le pic négatif de variation d'enthalpie sensible. Ce refroidissement est occasionné par des échanges importants par convection entre les gaz et les gouttes.

Rappelons l'écriture du bilan d'énergie sur les gouttes, détaillée dans l'équation 4.7 en début de chapitre. Il s'écrit

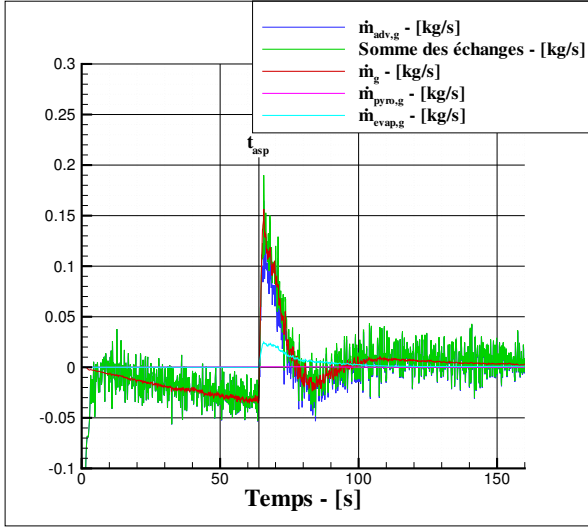


FIGURE 4.24 – Bilan de masse sur la phase gazeuse : essai 14

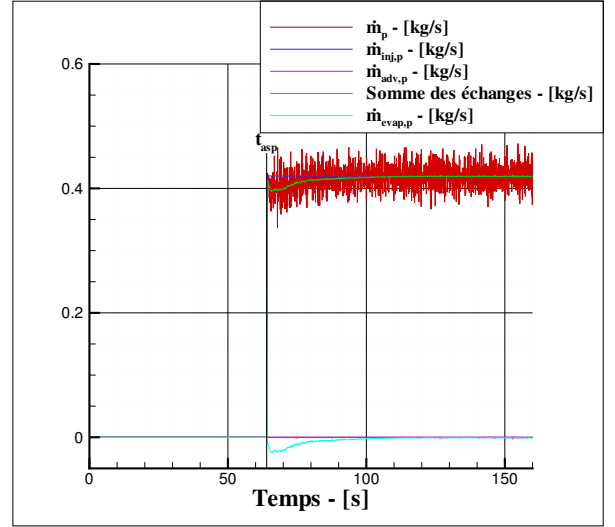


FIGURE 4.25 – Bilan de masse sur les gouttes : essai 14

$$\dot{Q}_{ES,p}(t) + \dot{Q}_{evap}(t) = \dot{Q}_{conv,g/p}(t) + \dot{Q}_{ray,g/p}(t) + \dot{Q}_{w/p}(t)$$

Rappelons que $\dot{Q}_{ES,p}$ est la variation d'enthalpie sensible des gouttes, \dot{Q}_{evap} la puissance servant à l'évaporation, $\dot{Q}_{conv,g/p}$ les échanges convectifs à l'interface gaz / gouttes, $\dot{Q}_{ray,g/p}$ les échanges radiatifs entre les gouttes et le milieu environnant et enfin $\dot{Q}_{w/p}$ les échanges à l'interface gouttes / solides. Rappelons également que ce bilan peut être écrit à la fois en "global" sur l'ensemble des gouttes du domaine numérique ou en "local", uniquement sur les gouttes situées dans la flamme et sur le combustible, ce dernier bilan étant particulièrement pertinent pour déterminer les échanges entre les gouttes et la flamme et donc la physique de l'extinction. Les résultats de ce bilan local pour le cas 14 sont présentés sur la figure 4.28. Les échanges sont réalisés essentiellement par convection entre gaz et gouttes, avec une part non-négligeable des échanges entre gouttes et combustible ($\dot{Q}_{w/p}(t)$ pour le bilan local présenté ici). Ces différents mécanismes d'échange conduisent principalement à une évaporation importante qui domine complètement l'échauffement des gouttes. Nous pouvons quantifier la part de ces échanges sur la durée d'extinction (pour cet essai : de 64 à 129 s) en faisant une moyenne de chaque terme sur cette durée d'extinction. Les résultats sont présentés dans le tableau 4.6. Dans ce tableau, $\dot{Q}_p = \dot{Q}_{ES,p} + \dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{conv,g/p} + \dot{Q}_{ray,g/p} + \dot{Q}_{w/p}$. Le débit d'évaporation des gouttes est également indiqué dans ce tableau. Insistons sur le fait que les valeurs recensées sont calculées uniquement dans la zone de flamme et non dans la totalité du domaine et ne doivent donc pas être comparées avec des valeurs globales comme le débit d'injection des gouttes pour déterminer une efficacité du brouillard d'eau par exemple. Les cas de refroidissement du combustible sont indiqués en vert et les cas de refroidissement de la flamme en rouge.

Ce tableau montre que :

- l'évaporation est, comme attendu, un phénomène dominant dans l'énergie extraite aux gouttes, représentant entre 65 et 87 % de l'énergie totale prise aux gouttes et correspond à un débit d'évaporation entre 0.86 et 7.18 kg/s pour les gouttes situées dans la flamme ;

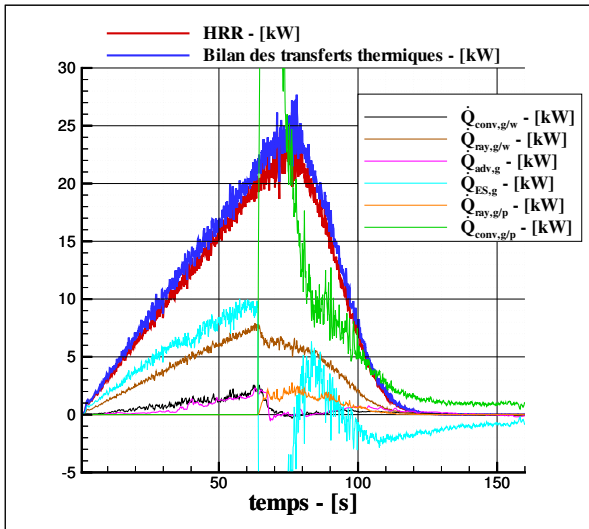


FIGURE 4.26 – Bilan d'énergie sur la phase gazeuse : essai 14

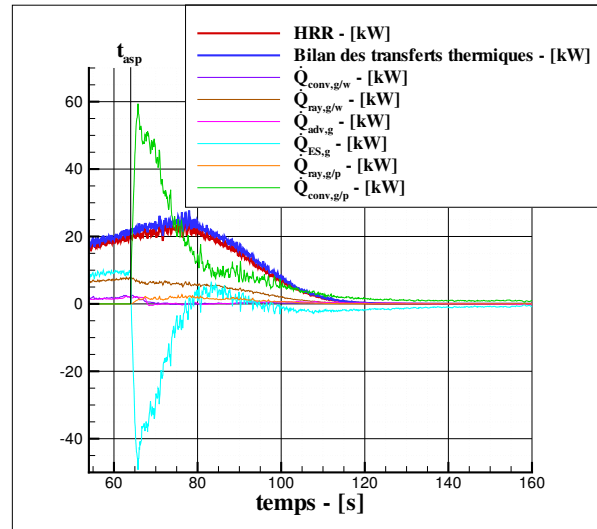


FIGURE 4.27 – Bilan d'énergie sur la phase gazeuse - zoom sur la zone d'aspersion : essai 14

- une différence significative peut être observée sur la part de l'évaporation (et donc également de la variation d'enthalpie sensible), selon que l'on se situe dans un cas de refroidissement du combustible ou de la flamme. En effet, l'évaporation prend 81 à 87 % quand le refroidissement de la flamme mène à l'extinction alors que sa part est seulement de 65 à 79 % quand l'extinction est due au refroidissement du combustible ;
- l'énergie nécessaire à l'échauffement et à l'évaporation des gouttes vient principalement de la convection à l'interface avec la phase gazeuse, l'énergie extraite de la surface du combustible étant également significative ;
- les transferts radiatifs ne sont jamais dominants dans nos essais puisqu'ils représentent au plus 7 % de l'énergie totale absorbée par les gouttes dans la flamme (pour les essais 36 et 37) ;

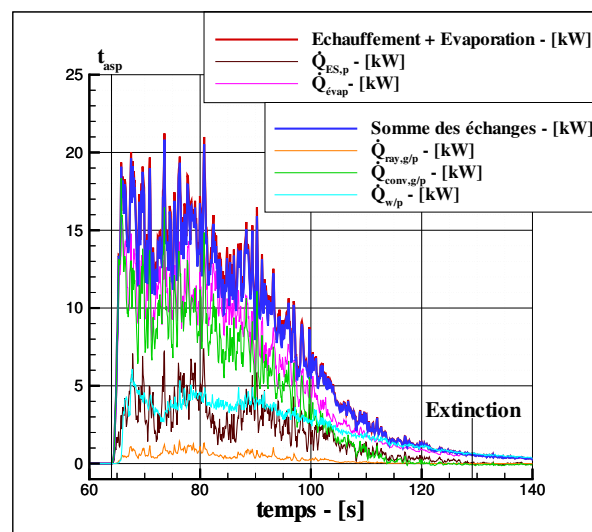


FIGURE 4.28 – Bilan d'énergie sur les gouttes : essai 14

N° essai	\dot{m}_{evap} - (g/s)	$\frac{Q_{evap}}{Q_p}$	$\frac{Q_{ES,p}}{Q_p}$	$\frac{Q_{conv,g/p}}{Q_p}$	$\frac{Q_{ray,g/p}}{Q_p}$	$\frac{Q_{w/p}}{Q_p}$	Méca. d'ext.
13	1.23	68 %	32 %	58 %	4 %	38 %	Refroid. comb.
14	2.47	74 %	26 %	62 %	4 %	34 %	Refroid. comb.
16	4.40	84 %	16 %	74 %	3 %	23 %	Refroid. flamme
17	6.31	86 %	14 %	79 %	4 %	17 %	Refroid. flamme
18	7.18	87 %	13 %	73 %	3 %	24 %	Refroid. flamme
19	3.56	83 %	17 %	65 %	2 %	33 %	Refroid. flamme
20	4.02	75 %	25 %	71 %	4 %	24 %	Refroid. comb.
21	4.36	76 %	24 %	67 %	5 %	28 %	Refroid. comb.
22	5.18	81 %	19 %	71 %	4 %	25 %	Refroid. flamme
31	0.86	65 %	35 %	57 %	4 %	39 %	Refroid. comb.
32	1.42	71 %	29 %	61 %	4 %	35 %	Refroid. comb.
33	2.22	75 %	25 %	68 %	5 %	27 %	Refroid. comb.
34	3.11	77 %	23 %	74 %	6 %	20 %	Refroid. comb.
35	3.79	77 %	23 %	78 %	6 %	15 %	Refroid. comb.
36	4.85	79 %	21 %	81 %	7 %	12 %	Refroid. comb.
37	5.40	79 %	21 %	81 %	7 %	13 %	Refroid. comb.

TABLEAU 4.6 – Distribution de l'énergie absorbée par les gouttes

4.4.3 Extinction par refroidissement de la flamme

Nous avons déjà évoqué le critère d'extinction associé aux problèmes de refroidissement de la flamme et d'inertage dans le chapitre 1. Pour rappel, chaque cellule gazeuse a une concentration en oxygène et une température de gaz propre et l'extinction ou non de cette cellule est déterminée par sa position dans le graphique présenté dans la figure 1.2 (page 20).

Nous avons pu observer durant nos essais expérimentaux différents cas où l'extinction était attribuée à une association refroidissement de la flamme / inertage. Les modélisations de ces essais ne seront pas détaillées ici mais quelques informations doivent néanmoins être données à leur sujet.

Si on modélise ces essais sans utiliser la loi exponentielle représentant l'extinction par refroidissement du combustible, le HRR ne diminue pas et continue même de suivre l'évolution prescrite. Le critère d'extinction représentant a priori les phénomènes d'extinction principaux ayant lieu dans ces essais est donc incapable, seul, de déterminer l'extinction.

En utilisant conjointement le critère de refroidissement de la flamme / inertage et la loi exponentielle représentant le refroidissement du combustible, les résultats obtenus sur l'extinction dépendent principalement du coefficient a . Si on utilise un coefficient entre 0 et 1 ou de l'ordre de 1, alors la masse d'eau impactant la surface du combustible est trop faible du fait de la forte évaporation et les deux modèles couplés ne peuvent encore une fois pas déterminer l'extinction. En augmentant le coefficient a jusqu'à des valeurs très élevées (plusieurs dizaines, cf. tableau 4.5), alors nous pouvons atteindre l'extinction. Cependant, l'utilisation de valeurs si élevées signifie que la moindre goutte entraînera un refroidissement considérable, probablement largement surévalué, de sorte que l'extinction se produira numériquement grâce à du refroidissement du combustible

et non à un couplage refroidissement de la flamme / inertage.

La conclusion est donc que le critère de refroidissement de la flamme / inertage est incapable de déterminer l'extinction pour ces essais, et ce malgré une analyse de sensibilité aux deux paramètres principaux de ce modèle : la température de flamme adiabatique et la concentration critique en oxygène. Nous avons néanmoins décidé de modéliser un autre essai issu de la littérature : l'essai 5 du projet de recherche VINNOVA, dirigé par SP Fire Technology [3], afin de vérifier si cet échec est dû au critère seul ou à son utilisation pour nos essais.

Cet essai est conduit dans une enceinte close de 8 m x 12.5 m x 5 m, soit un volume de 500 m³. Le scénario choisi est un feu de bac d'heptane, de diamètre 1.12 m et donc de surface 1 m². Le bac est rempli de 50 litres d'heptane sur 50 litres d'eau de sorte à ce que la hauteur libre soit de 150 mm. Le bac est placé sur une balance située au centre de la pièce et est obstrué par une plaque d'acier de 4 mm d'épaisseur et de dimensions 2 m x 2 m, positionnée 1 m au dessus du sol. Toutes les ventilations et les portes sont fermées durant cet essai. Le temps de combustion libre avant déclenchement de l'aspersion est de 30 secondes. A ce moment, le HRR est d'environ 3 MW. Un système de brouillard d'eau haute pression est utilisé et est constitué de quatre buses installées sous plafond, séparées longitudinalement de 5.0 m et transversalement de 2.5 m. A 70 bar, chaque buse délivre un débit d'eau de 15 l/min. Les expériences étaient instrumentées de sorte à avoir des données pour les températures de gaz et des murs, les concentrations en O₂, CO₂ et CO ainsi que l'humidité relative, le flux radiatif émis, la pression dans la pièce, le débit de perte de masse du bac et la pression d'eau dans le système d'aspersion. Cet essai a en fait été répété (essai 35) et les temps d'extinction obtenus sont de 162 et 175 secondes.

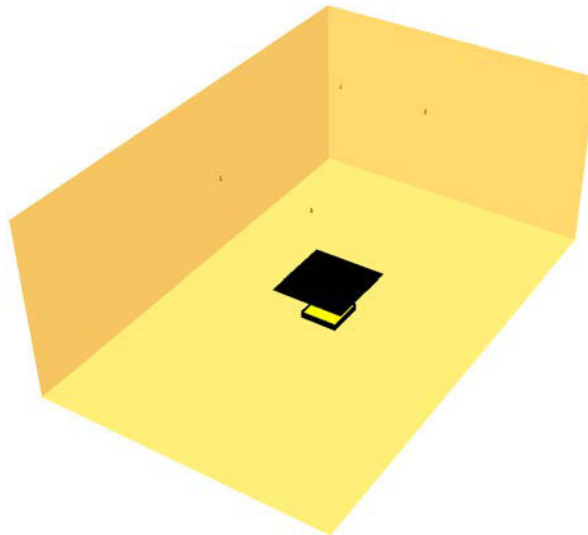


FIGURE 4.29 – Représentation de la pièce modélisée pour le cas VINNOVA

Les principales caractéristiques de la modélisation de l'essai sont données dans le tableau 4.7 et le résultat est présenté sur la figure 4.29. Il y a dans FDS deux façons de modéliser la pyrolyse. La première est de représenter le débit de perte de masse par pyrolyse à l'aide d'une loi d'Arrhénius, communément appelée simplement "modèle de pyrolyse" de FDS.

La loi d'Arrhénius s'écrit de la façon suivante :

Maillage	Mailles de 10 cm x 10 cm x 10 cm. Domaine : 8.00 m x 12.50 m x 5.00 m soit 80 x 125 x 50 mailles.
Combustion	$\Delta H_c = 44400$ kJ/kg. Combustible : heptane. Bac : 100 cm x 100 cm x 20 cm. Contient une hauteur de 10 cm de combustible. Parois en acier de 4 mm d'épaisseur. Deux modèles sont utilisés : modèle de pyrolyse et HRR prescrit.
Brouillard d'eau	Débit d'eau = 15 l/min/buse Vitesse des gouttes à l'injection = 16 m/s Pression d'injection = 70 atm Diamètre des gouttes = 83 μ m (correspond au diamètre de Sauter)

TABLEAU 4.7 – Caractéristiques générales de la modélisation de l'essai VINNOVA

$$\dot{m}(t) = A' \exp\left(\frac{-E}{R T_{comb}(t)}\right) \quad (4.8)$$

où A' et E sont des coefficients empiriques et R la constante des gaz parfaits. Cette loi sera détaillée dans le chapitre suivant.

Ce modèle nécessite une bonne connaissance du combustible car un grand nombre de données d'entrée sera nécessaire à une modélisation acceptable. Les combustibles complexes (bûcher par exemple, voire même déjà des liquides inflammables mal identifiés comme le fioul) ne sont généralement pas représentés à l'aide de ce modèle. On lui préfère généralement pour ce type de combustibles un HRR prescrit. Nous avons introduit ce modèle précédemment. Rappelons que l'on a indiqué en donnée d'entrée une évolution du HRR au cours du temps. FDS convertit ensuite cette indication en prescription de débit de pyrolyse tel que le HRR obtenu suivra l'évolution précisée dans le fichier d'entrée, en supposant un rendement de 1.

Nous avons décidé de modéliser cet essai avec les deux modèles de pyrolyse à notre disposition dans FDS : "modèle de pyrolyse" ou "HRR prescrit". Contrairement aux simulations de nos essais expérimentaux, nous nous focalisons uniquement sur le temps d'extinction ici, faute d'une connaissance aussi précise des essais en termes de champs de température et de concentration en oxygène, les deux grandeurs principalement étudiées jusqu'à maintenant. Les résultats pour l'évolution du débit de pyrolyse et du HRR avec le temps sont présentés respectivement sur les figures 4.30 et 4.31.

La figure 4.30 montre bien comment FDS impose l'évolution du débit de pyrolyse lorsque l'on utilise un HRR prescrit. Précisons qu'ici, le but était de prescrire la montée du HRR seulement sur les 30 secondes avant aspersion, puis de laisser un débit de pyrolyse constant en laissant le critère d'extinction seul capable de modifier le HRR. Le HRR déterminé suit donc dans un premier temps la prescription du débit de pyrolyse, synonyme que le feu n'est pas encore sous-oxygéné. A $t = 150$ s, le débit de pyrolyse reste évidemment constant mais le HRR décroît brutalement du fait du manque d'oxygène, jusqu'à atteindre l'extinction à $t = 186$, soit $t_{ext} = 156$ s.

En utilisant le modèle de pyrolyse de type Arrhénus, les résultats sont relativement similaires

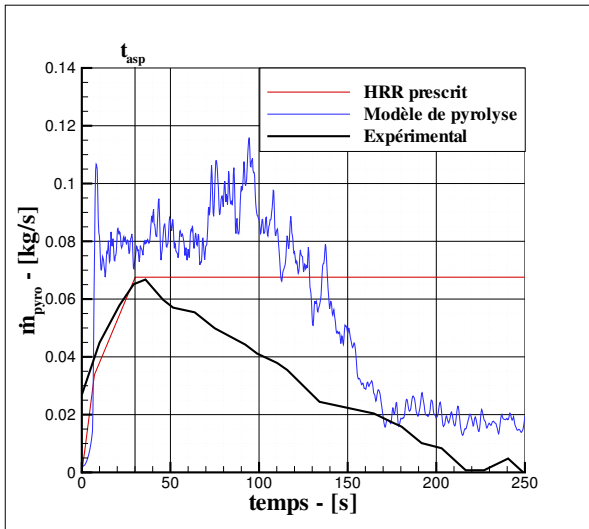


FIGURE 4.30 – Evolution du débit de pyrolyse avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5

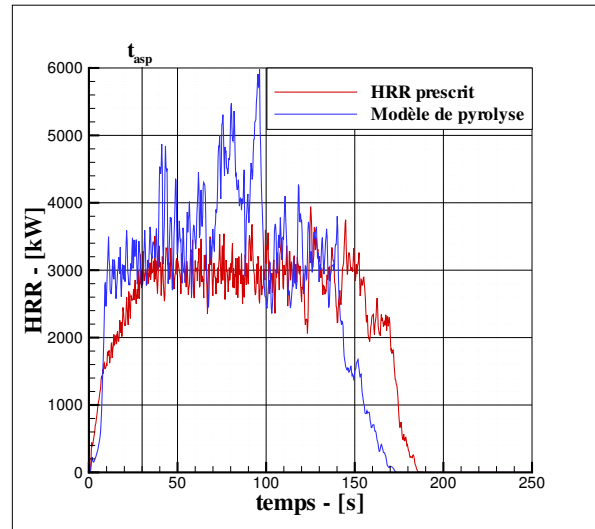


FIGURE 4.31 – Evolution du HRR avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5

à ceux obtenus par HRR prescrit jusqu'à $t = 140$ s pour le calcul du HRR. Les résultats sont même moins bons pour le HRR puisque l'on a une augmentation conséquente entre 70 et 100 s (figure 4.30). Concernant le débit de pyrolyse (figure 4.30), il commence à décroître à partir de $t = 100$ s et ce jusqu'à $t = 170$ s où il atteint un palier à environ 0.02 kg/s. Sur le débit de pyrolyse, le modèle de type Arrhénius se comporte évidemment mieux que le HRR prescrit, sans toutefois représenter les résultats expérimentaux convenablement. Nous pouvons remarquer que le moment où le débit de pyrolyse atteint le palier évoqué ci-avant correspond au moment où le HRR atteint 0 kW à $t = 173$ s (soit $t_{ext} = 143$ s), le feu s'étant éteint encore une fois par inertage. Il n'est pas anormal que le débit de pyrolyse ne soit pas nul au moment de l'extinction. En effet, l'heptane est très volatil, il s'évapore donc très facilement, même jusqu'à des températures négatives comme le justifie son point éclair (-4°C). Numériquement, ce phénomène est amplifié par l'utilisation d'une loi d'Arrhénius qui a tendance à surévaluer le débit de pyrolyse pour des températures de surface relativement faibles. Un exemple de cet effet sera détaillé dans le chapitre suivant.

Ainsi, en utilisant un HRR prescrit, nous obtenons un temps d'extinction de 156 s contre 143 s avec le modèle de pyrolyse. Pour rappel, le temps d'extinction expérimental moyen est de 169 s. L'erreur relative est donc de 8 % pour le HRR prescrit et de 15 % pour le modèle de pyrolyse. Le premier constat est que ce sont des résultats satisfaisants du fait de leur faible écart avec les résultats expérimentaux. Par ailleurs, ces données tendraient à favoriser le HRR prescrit au second modèle, l'écart étant moins important. S'il est rassurant qu'un modèle très simplifié nous permette d'obtenir des résultats acceptables, dans des cas où la combustion est aussi simple, il reste préférable d'utiliser le modèle de pyrolyse de FDS qui rendra mieux compte de la physique mise en œuvre.

Il est malgré tout gênant de constater que le modèle dédié au refroidissement de la flamme et à l'inertage fonctionne dans certains cas (VINNOVA) et pas dans d'autres (ceux issus de notre campagne expérimentale). Les explications peuvent être cherchées à différents niveaux :

- une représentation imparfaite des mécanismes ;

- des différences imputables à un niveau de puissance très différent (3 MW pour VINNOVA contre quelques dizaines de kW pour nos essais) et à une situation sous-ventilée dans le cas VINNOVA ;
- des mécanismes de refroidissement de la flamme et de refroidissement du combustible qui ne sont peut-être pas complètement disjoints comme suggéré ici, mais couplés pour nos essais où la puissance est limitée et où les gouttes peuvent interagir directement avec la flamme et la surface d'un combustible au point éclair élevé.

4.5 Bilan

Nous avons évalué ici les capacités de FDS 5 dans sa version par défaut à déterminer les temps d'extinction et à représenter les phénomènes d'extinction pour deux cas bien distincts : un cas de refroidissement du combustible et un cas de refroidissement de la flamme et inertage. Deux modèles dédiés traitent chacun en particulier un de ces deux phénomènes et peuvent être utilisés conjointement de sorte à pouvoir capter les différents phénomènes.

Le modèle dédié aux cas de refroidissement du combustible n'est pas satisfaisant en particulier car il nécessite l'indication arbitraire d'un coefficient en donnée d'entrée de simulation qui déterminera l'évolution du débit de pyrolyse durant l'aspersion, jusqu'à l'extinction. Le but premier de ce travail étant de pouvoir réaliser des simulations prédictives d'extinction de feu par aspersion d'eau, cette loi nécessite d'être remplacée.

Pour les cas de refroidissement de la flamme et d'inertage, nous avons indiqué que le critère dédié est incapable de déterminer l'extinction pour les essais expérimentaux réalisés au cours de ce travail. Pour un cas typique issu de la littérature, le critère est capable de déterminer des temps d'extinction raisonnablement proches des données expérimentales. Néanmoins, il ne semble pas parfaitement capter les différents phénomènes puisque l'évolution du débit de pyrolyse et du HRR durant aspersion ne présentent pas un très bon accord avec l'expérience.

Considérant cette analyse, il apparaît que les améliorations des modèles doivent se focaliser sur le phénomène dominant dans chacun des mécanismes d'extinction : le modèle d'évaporation pour les cas de refroidissement de la flamme et d'inertage et les échanges entre gouttes et surface du combustible pour les cas de refroidissement du combustible. Pour ces derniers, la loi exponentielle détaillée dans ce chapitre a été remplacée par un nouveau modèle qui sera décrit dans le chapitre suivant. Pour les cas de refroidissement de la flamme, en attendant une meilleure description de l'évaporation, un nouveau critère d'extinction a été ajouté à la version 6 de FDS, basé sur le travail de Vaari [56]. Ce modèle a été détaillé dans le chapitre 1 et nous évaluerons ses capacités à représenter les phénomènes liés à l'extinction dans le chapitre suivant.

La version 6 de FDS était en cours de développement durant l'ensemble de ce travail et est toujours en cours de finalisation à la fin de celui-ci. La sortie de cette version étant jugée "imminente" par les développeurs de FDS, nous avons décidé d'adapter les modifications apportées au code à la version 6.

Chapitre 5

Modification du modèle d’extinction et évaluation de la version modifiée

Sommaire

5.1	Modification du modèle d’extinction pour le refroidissement du combustible	120
5.1.1	Données expérimentales : essais 13 à 38	120
5.1.2	Données numériques	121
5.1.3	Modifications apportées au modèle	124
5.1.4	Données expérimentales : essais 70 à 81	126
5.2	Evaluation de FDS 6 pour l’extinction	128
5.2.1	Présentation d’un cas de refroidissement du combustible : essai 14	128
5.2.2	Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement du combustible	129
5.2.3	Présentation d’un cas de refroidissement de la flamme : essai 18	131
5.2.4	Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement de la flamme et inertage	132
5.2.5	Présentation d’un cas sans extinction : essai 30	132
5.3	Modification du calcul de la température des gouttes	133
5.3.1	Echanges gouttes / parois	134
5.3.2	Modèles de température de goutte sur une paroi	135
5.3.3	Résultats pour les différents modèles	138
5.3.4	Analyse de sensibilité au coefficient τ pour le modèle 4	140
5.4	Evaluation de FDS 6 pour l’extinction par inertage et refroidissement de la flamme	142
5.5	Bilan	144

Comme indiqué dans le chapitre 4, la sortie prochaine de la version 6 de FDS et la mise à disposition de son code source nous ont incités à porter nos modifications sur cette version plutôt que la version 5 pour laquelle nous avons évalué les capacités des modèles d’extinction. Les développeurs ont ainsi modifié le critère d’extinction pour les cas de refroidissement de la flamme et inertage selon la façon décrite dans le chapitre 1. Les résultats obtenus par ce modèle seront comparés à ceux déterminés par la version 5, déjà présentés dans le chapitre 4. En revanche, le modèle d’extinction représentant le refroidissement du combustible reste inchangé dans FDS

6, malgré son incapacité à prédire l'extinction dans des cas où l'essai réel n'est pas réalisé au préalable afin de caler le paramètre a de l'équation 1.3. Nous avons donc remplacé ce modèle par un nouveau, qui sera présenté ci-après. Des pistes d'amélioration de ce modèle sont d'ores et déjà déterminées et nous les indiquerons également à la fin de ce chapitre ainsi que les résultats associés.

5.1 Modification du modèle d'extinction pour le refroidissement du combustible

Nos résultats expérimentaux, présentés dans le chapitre 3, indiquent que pour les essais où l'extinction est attribuée au refroidissement du combustible, la température de celui-ci au moment de l'extinction est le point d'inflammation. L'idée est donc de chercher un lien entre le débit de pyrolyse et la température de surface de combustible. Une équation bien connue représente déjà ce phénomène : la loi d'Arrhénius, déjà évoquée dans le chapitre précédent (équation 4.8).

La loi d'Arrhénius est une relation de cinétique chimique permettant de lier la vitesse d'une réaction chimique à la température. Elle est fréquemment utilisée dans le domaine de la combustion pour déterminer le débit de pyrolyse en fonction de la température de surface d'un combustible. Rappelons qu'elle s'écrit de la façon suivante :

$$\dot{m}(t) = A' \exp\left(\frac{-E}{R T_{comb}(t)}\right)$$

où A' et E sont des coefficients empiriques et R la constante des gaz parfaits. \dot{m} représente le débit de pyrolyse et T_{comb} la température de surface de combustible.

Elle est traditionnellement utilisée en l'absence de brouillard d'eau. Néanmoins, rien ne montre que cette relation ne pourrait pas être appliquée à un cas avec aspersion. C'est pourquoi nous avons implémenté ce modèle dans FDS dans un premier temps. Ainsi, à une température de combustible donnée correspondra un débit de pyrolyse (et donc un HRR), que ce soit pendant la phase de développement du feu ou celle d'extinction ; la réduction de température résulterait alors en une décroissance du HRR conduisant à l'extinction.

A l'aide de données sur le HRR et sur la température du combustible en combustion libre, nous pouvons déterminer les coefficients A' et E correspondant à cette loi pour un cas donné. Ces données peuvent être expérimentales ou numériques. Considérant la répétabilité des essais réalisés, les coefficients A' et E seront supposés identiques pour un même foyer, indépendamment des conditions d'aspersion ou du temps de déclenchement du brouillard d'eau.

5.1.1 Données expérimentales : essais 13 à 38

Comme indiqué dans le chapitre 2, nous avons 5 thermocouples placés à différentes hauteurs dans le bac pour la majorité des feux de fioul qui nous permettent d'évaluer l'évolution de la température de surface du combustible avec le temps. Nous pouvons voir sur la figure 5.1 les

températures mesurées par les différents thermocouples placés dans le combustible pour l'essai 38, où h1 représente le thermocouple placé le plus haut et h5 le plus bas. Une augmentation brusque peut être observée aux alentours de 300°C pour tous les thermocouples sauf h1, qui n'était pas immergé au début de l'essai et mesurait donc une température de flamme tout au long de celui-ci. Pour les autres, ce décrochement correspond à la sortie de la phase liquide, le thermocouple passant alors dans la flamme. La température de surface du combustible est donc de l'ordre de 300°C à l'état stationnaire. Cependant, la position de l'interface entre le combustible et la flamme évoluant constamment, il est impossible à l'aide des données expérimentales que nous avons de déterminer précisément l'évolution de la température du combustible dans les premiers instants après l'allumage. Nous pouvons au mieux interpoler la température de surface de combustible et donc l'évolution de la position de l'interface combustible / flamme entre $t = 350$ s et $t = 1070$ s, soit entre le premier et le dernier passage d'un thermocouple à l'interface liquide / gaz. Après le passage du thermocouple h5 dans le gaz, nous pouvons vraisemblablement extrapoler la température de surface, nous trouvant dans un état quasi stationnaire. En revanche, il est tout à fait exclu d'extrapoler entre t_0 et 350 s, les variations de températures étant trop importantes. Ces observations rendent délicate la détermination des coefficients A' et E de la loi d'Arrhénius puisque nous n'avons pas de données pour la température de surface de combustible entre $T_{ign} = 92^{\circ}\text{C}$ et 280°C . Sur la base de ces conclusions, des essais ont été réalisés en prenant soin de mesurer à tout instant la température de surface du combustible (essais 70 à 81). Ces essais ont été décrits dans le chapitre 3 et nous verrons plus loin l'impact de ces essais sur la détermination des coefficients A' et E à l'aide de données expérimentales.

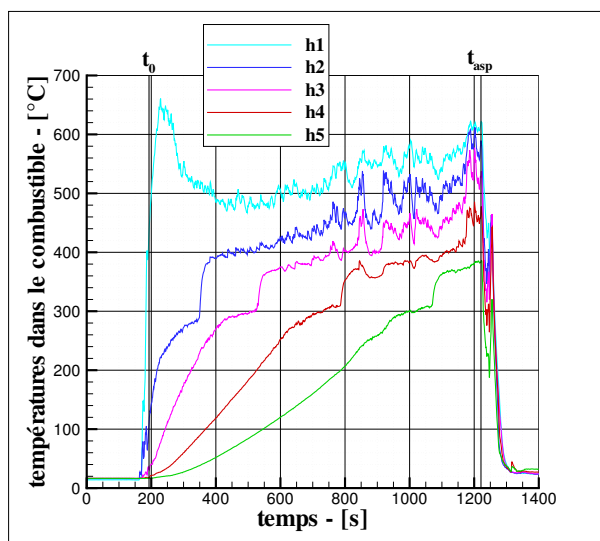


FIGURE 5.1 – Températures mesurées par les différents thermocouples placés dans le combustible : essai 38

5.1.2 Données numériques

Plutôt que d'imposer la réalisation d'essais préliminaires pour évaluer A' et E , ce qui pénaliserait la capacité prédictive du modèle, il serait préférable d'identifier ces coefficients en utilisant l'outil numérique.

Pour ce faire, nous simulons tout d'abord un essai long (l'essai 18 par exemple), sans nous soucier de la partie durant aspersion. En revanche, l'évolution prescrite du HRR doit être représentative de l'essai et un capteur - numérique - calculant la température de surface du combustible doit être intégré. Compte tenu de l'assurance sur la répétabilité des essais, cette simulation décrira aussi bien les essais plus courts. Il est également nécessaire d'initialiser la température du combustible à la température d'inflammation pour ne considérer la combustion qu'au dessus de celle-ci. Nous pouvons voir l'évolution du HRR et de T_{comb} sur les figures 5.2 et 5.3, respectivement.

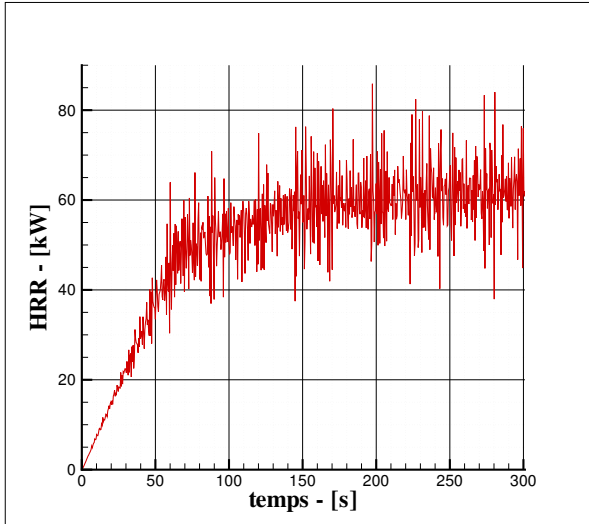


FIGURE 5.2 – HRR en fonction du temps avant aspersion - FDS 6 : essai 18

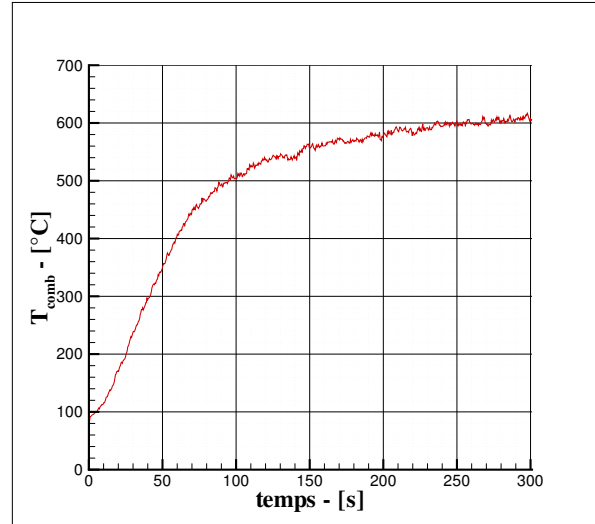


FIGURE 5.3 – Température de surface de combustible en fonction du temps avant aspersion - FDS 6 : essai 18

Nous utilisons ensuite un algorithme d'identification paramétrique dans lequel nous indiquons en données d'entrée la température de surface du combustible et le débit de pyrolyse simulés à chaque instant, disponibles dans les fichiers résultats. Cet algorithme, issu des travaux de Duan *et al.* [13] est basé sur un algorithme génétique. La recherche du couple A' et E optimal combine des techniques de croisements et de mutations de population habituellement utilisées dans ce type de méthodes d'identification. La particularité de l'algorithme de Duan *et al.* est d'y introduire le partitionnement de la population en sous-classes permettant d'améliorer la précision et la vitesse de convergence vers l'optimum. Cet outil a déjà prouvé son efficacité au sein de l'OS "Combustion, Feux de forêt, Feux Confinés" du LEMTA sur des problèmes de transferts de chaleur par convection au sein de couronnes d'arbre [28]. Dans cette étude, l'algorithme permet de déterminer des coefficients A' et E , indépendants de la température, tels que le débit de pyrolyse recalculé à l'aide de la loi d'Arrhénius soit le plus proche possible du débit simulé. La reconstruction du débit de pyrolyse en fonction de la température du combustible à l'aide de coefficients optimaux A' et E est présenté sur la figure 5.4 pour l'essai 18. Ici, $A' = 0.699 \text{ kg/m}^2/\text{s}$ et $E = 10482 \text{ J/mol}$.

Dans le fichier ".fds", on entre ensuite les coefficients obtenus dans la liste "SURF" décrivant le combustible à l'aide des variables A' et E , intégrées dans le code en même temps que le modèle d'extinction. Les simulations ultérieures détermineront ensuite automatiquement le débit de pyrolyse après aspersion d'après la loi exponentielle type Arrhénius. Nous pouvons voir le résultat

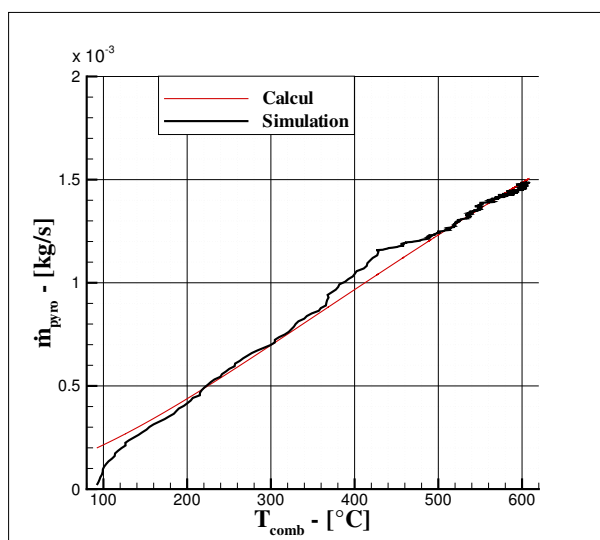


FIGURE 5.4 – Comparaison entre simulation et calcul par la loi d'Arrhénius du débit de pyrolyse en fonction de la température du combustible : essai 18

obtenu sur le HRR pour l'essai 14 avec ce modèle sur la figure 5.5. Pour rappel, le brouillard d'eau est déclenché à 64 s et la durée nécessaire à l'extinction observée expérimentalement est de 65 s (soit un temps total de 129 s). Ici, le HRR chute brutalement sous l'effet de réduction de la température mais il stagne ensuite à une valeur de l'ordre de 3 kW à cet instant et ne pourra de toutes façons pas atteindre la valeur de 0 kW, qui signifierait l'extinction. Ce problème vient du fait que ce modèle ne prend pas en compte la température d'inflammation, pourtant élevée (365 K). Sous sa forme originale, une loi d'Arrhénius n'est donc pas utilisable en tant que modèle d'extinction.

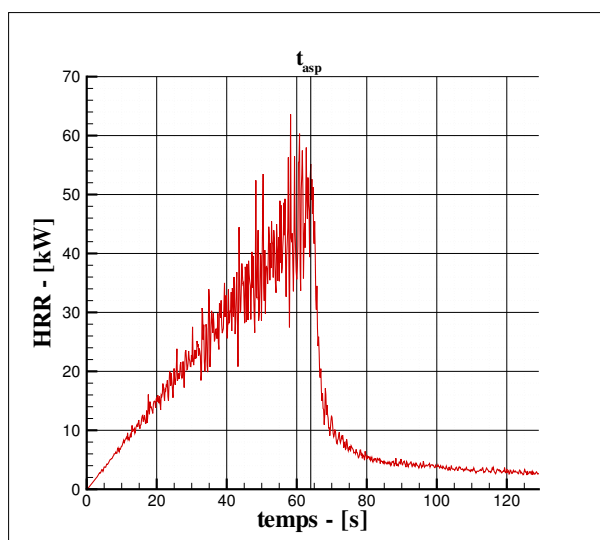


FIGURE 5.5 – HRR en fonction du temps - détermination par l'équation 4.8 pendant aspersion : essai 14

5.1.3 Modifications apportées au modèle

L'observation évoquée ci-avant nous a amenés à modifier le modèle d'extinction, initialement représenté par la loi d'Arrhénus. La figure 5.7 présente l'évolution du débit de pyrolyse en fonction de la température de surface de combustible simulée pour les essais faisant intervenir les bacs de 35 cm de diamètre. Nous avons ici essayé de comparer le débit simulé avec celui calculé de la manière suivante :

$$\begin{cases} \dot{m}(t) = B (T_{comb}(t) - T_{ign})^x \exp\left(\frac{-E}{R T_{comb}(t)}\right) & \text{si } T_{comb} \geq T_{ign} \\ \dot{m}(t) = 0 & \text{si } T_{comb} < T_{ign} \end{cases} \quad (5.1)$$

où T_{ign} est la température d'inflammation du combustible et x un coefficient à déterminer.

Nous faisons donc intervenir la différence entre la température du combustible et la température d'inflammation. Cette relation n'est évidemment utilisée que si $T_{comb} \geq T_{ign}$. Sinon, \dot{m} est imposé à 0 kg/s.

Dans les légendes des figures 5.6 et 5.7, la valeur de x est indiquée. Notons que le cas indiqué " $(T_{comb}(t) - T_{ign})^0$ " correspond à la loi d'Arrhénus classique présentée précédemment.

Nous pouvons voir sur la figure 5.6 l'évolution du débit de pyrolyse avec le temps, pour la simulation et les différents modèles testés. Globalement, seul le modèle faisant intervenir le terme au carré est très éloigné des résultats obtenus par la simulation. Pour $x = 1$, les résultats semblent relativement bons mais toutefois moins qu'en utilisant le terme en puissance 1/2 ou 1/3. Pour la loi d'Arrhénus sans modification ($x = 0$), la représentation du débit de pyrolyse simulé est très bonne à partir de $t = 20$ s, mais très mauvaise pour les temps très courts. Ce résultat était attendu puisque c'est celui-ci même qui a motivé la modification de ce modèle.

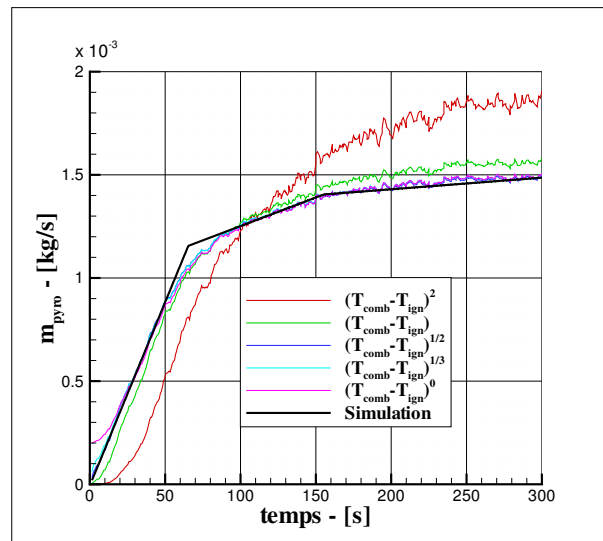
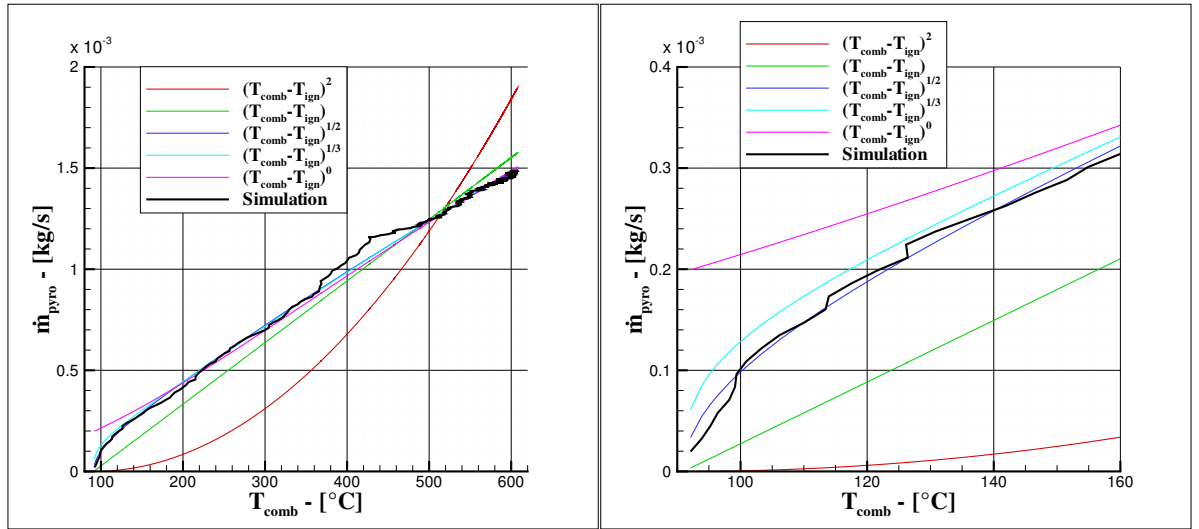


FIGURE 5.6 – Comparaison entre simulation et calculs par l'équation 5.1 du débit de pyrolyse en fonction du temps : essai 18

Le constat est identique mais encore plus flagrant lorsque nous observons l'évolution du débit de pyrolyse avec la température de surface du combustible (figure 5.7a). Nous pouvons donc voir sur cette figure :

- un très mauvais accord si nous utilisons $x = 2$;
- un accord moyen si nous utilisons $x = 1$;
- un très bon accord à partir de 180°C environ pour $x = 0$ (soit la loi d'Arrhénius sans modification) mais un mauvais accord attendu pour des températures proches de la température d'inflammation ;
- un très bon accord sur l'ensemble de la montée en régime si nous utilisons $x = 1/2$ ou $1/3$.

Le zoom sur les températures proches de la température d'inflammation (voir figure 5.7b) confirme les observations présentées ci-dessus et montre en plus une meilleure représentation du débit de pyrolyse si le terme intégré au modèle est $(T_{comb}(t) - T_{ign})^{1/2}$ par rapport à $x = 1/3$.



(a) Sur l'ensemble de la phase avant aspersion

(b) Zoom sur les températures proches de la température d'inflammation

FIGURE 5.7 – Comparaison entre simulation et calculs par l'équation 5.1 du débit de pyrolyse en fonction de la température du combustible : essai 18

Sur la base de ces observations, nous avons décidé d'implémenter ce modèle en remplacement de celui déjà testé, uniquement basé sur une exponentielle. Le modèle final s'écrit donc

$$\begin{cases} \dot{m}(t) = B \sqrt{T_{comb}(t) - T_{ign}} \exp\left(\frac{-E}{R T_{comb}(t)}\right) & \text{si } T_{comb} \geq T_{ign} \\ \dot{m}(t) = 0 & \text{si } T_{comb} < T_{ign} \end{cases} \quad (5.2)$$

L'utilisation d'une racine carrée n'a pas de justification physique à l'heure actuelle et n'a été adoptée que parce qu'elle correspond à la formulation qui nous donne le meilleur accord avec les simulations sur différents essais. Une donnée d'entrée "TMP_EXTINCT" a été créée dans FDS et correspond à la grandeur T_{ign} dans l'équation 5.2.

Nous pouvons remarquer que FDS surprédit la température de surface du combustible puisqu'elle peut atteindre 600°C ici (figure 5.7a) alors qu'elle atteignait au maximum 350°C environ

expérimentalement. Ce constat pourrait paraître préjudiciable à l'utilisation d'un modèle faisant intervenir la température de surface du combustible. S'il est évident que des améliorations notables doivent être faites dans le but d'améliorer le calcul de celle-ci, sa détermination n'est pas cruciale pour le modèle utilisé. En effet, la loi utilisée calcule un débit de pyrolyse d'après une température de surface tel qu'il coïncide avec la partie avant aspersion. Ainsi, même s'il y avait un décalage entre les résultats expérimentaux et numériques pour la température de surface de combustible, ce décalage est pris en compte implicitement dans les coefficients B et E du modèle d'extinction de sorte à ce que l'on obtienne des résultats cohérents pour le HRR sous aspersion.

5.1.4 Données expérimentales : essais 70 à 81

Comme indiqué précédemment, l'ensemble des résultats présentés ci-dessus a été obtenu avant la réalisation des essais 70 à 81. C'est même l'impossibilité d'utiliser les données expérimentales pour la détermination des coefficients B et E qui a justifié la mise en place de ceux-ci. Il advient tout d'abord de valider le modèle décrit par l'équation 5.2 sur la montée en régime du feu. Nous utilisons pour cela les résultats obtenus pour le cas 76, qui est l'essai le plus long réalisé (542 s avant aspersion) et donc celui qui permettra l'étude la plus pertinente. Les coefficients B et E optimaux sont déterminés à l'aide de l'algorithme évoqué précédemment. La figure 5.8 montre l'évolution du débit de pyrolyse avec la température de surface du combustible, mesurée lors de l'essai ou calculée à l'aide de l'équation 5.2. Il y a globalement un très bon accord entre l'expérience et les résultats obtenus par le modèle. Le pic observé pour $\dot{m}_{pyro} \approx 0.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s est dû à un aléa expérimental, un léger éclatement ayant eu lieu au niveau du flotteur à cet instant. Le thermocouple a alors été immergé dans le combustible pendant une fraction de seconde, expliquant les faibles températures mesurées lors des quelques secondes suivant cet événement.

Nous pouvons voir sur la figure 5.9 la comparaison entre le HRR déterminé à partir de la perte de masse mesurée expérimentalement (en rouge) et le HRR calculé à l'aide de l'équation 5.2, en utilisant les données expérimentales pour T_{comb} (en bleu). L'accord entre ces deux méthodes est très bon puisque l'écart ne dépasse jamais 5 kW (aux oscillations près) et est en moyenne de l'ordre de 3 kW. Nous avons également représenté sur cette figure le HRR simulé (en cyan) suivant la prescription représentée par la courbe rouge et le HRR qui serait calculé par l'équation 5.2 à l'aide des données numériques pour T_{comb} et des coefficients optimaux $B = 0.669$ kg/m²/s et $E = 13275$ J/mol. L'accord est globalement très bon entre ces quatre méthodes.

Nous ne pouvons malheureusement pas faire cette même comparaison sur la phase d'aspersion puisque l'impact des gouttes sur le combustible perturbe la mesure de perte de masse. Néanmoins, nous pouvons désormais calculer le HRR à l'aide de l'équation 5.2. Il n'est pas pertinent de le faire sur le cas 76 puisque l'extinction est due au refroidissement de la flamme et que ce modèle est censé reproduire le phénomène de refroidissement du combustible. Nous utiliserons à la place l'essai 71, faisant intervenir le même bac de diamètre 25 cm et un temps de déclenchement de l'aspersion de 63 s. Les coefficients B et E déterminés sur l'essai 76 n'ont pas à être recalculés du fait de la bonne répétabilité des feux de gazole. Le résultat pour le HRR en fonction du temps est affiché sur la figure 5.10. Le premier constat est que l'équation 5.2 n'est pas en mesure de déterminer le HRR pour des temps très courts. En effet, la température de surface au moment de l'allumage est relativement hétérogène du fait de la technique utilisée pour enflammer le gazole (chalumeau). Il se peut que le feu commence à s'auto-entretenir à un endroit autre que sur le thermocouple, qui mesurera donc à cet instant une température inférieure à la température

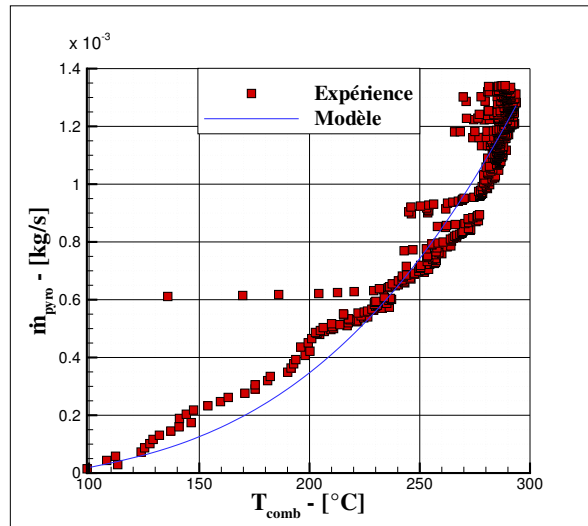


FIGURE 5.8 – Comparaison entre débit de pyrolyse expérimental et calculé à l'aide de l'équation 5.2 en fonction de T_{comb} : essai 76

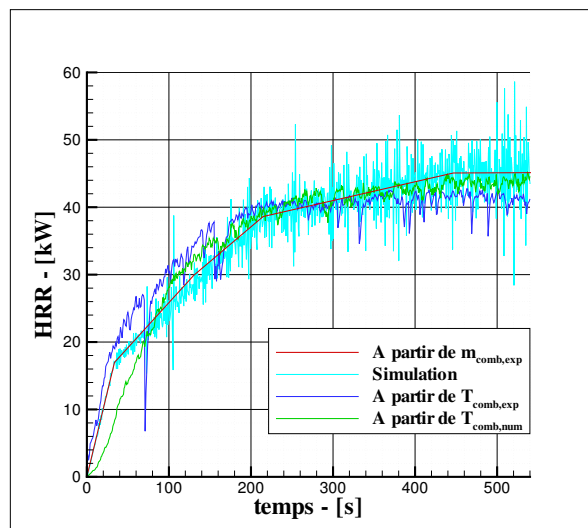


FIGURE 5.9 – Comparaison entre HRR déterminé par la perte de masse expérimentale et le HRR calculé à partir de T_{comb} : essai 76

d'inflammation alors que le feu est déjà allumé. Cet effet s'amenuise ensuite avec le temps. S'il ne peut être comparé avec des valeurs issues de la perte de masse du combustible, le HRR durant l'aspersion montre ici un comportement cohérent avec les observations visuelles qui sont : une diminution rapide et forte de la flamme juste après aspersion puis une décroissance lente de son volume jusqu'à l'extinction. L'écart sur le temps d'extinction avec la valeur expérimentale est ici de 11 s et nous avons donc un écart relatif de 9 %. L'équation 5.2 semble donc tout à fait capable de déterminer de manière satisfaisante le HRR, que ce soit avant ou pendant l'aspersion.

La validation de ce modèle nous permet de l'utiliser pour les essais de fioul présentés dans les chapitres précédents et d'évaluer sa capacité à déterminer les temps d'extinction. C'est ce que nous allons présenter ci-après.

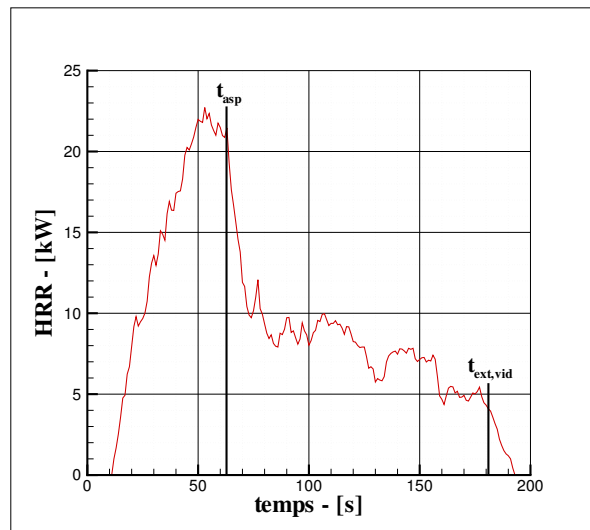


FIGURE 5.10 – HRR calculé à partir de T_{comb} : essai 71

5.2 Evaluation de FDS 6 pour l'extinction

Nous détaillerons ici les résultats pour trois essais : l'essai 14 qui est un cas de refroidissement du combustible, l'essai 18 qui est un cas de refroidissement de la flamme et enfin l'essai 30 où l'extinction n'avait pas lieu lors de l'essai malgré l'aspersion. Dans chacun de ces essais, le nouveau modèle d'extinction (équation 5.2) est utilisé conjointement avec le nouveau critère d'extinction de FDS 6, détaillé dans le chapitre 1 (équation 1.8). Le code est donc utilisé sous sa forme complète et il est attendu qu'il puisse déterminer l'extinction pour tout type d'extinction.

5.2.1 Présentation d'un cas de refroidissement du combustible : essai 14

Le modèle développé s'attache à déterminer le débit de pyrolyse en fonction de la température de surface du combustible. Il est donc parfaitement adapté à l'étude de l'extinction dans un cas de refroidissement du combustible tel que dans l'essai 14.

La figure 5.11 présente l'évolution du HRR au cours du temps et elle est déterminée à l'aide du

nouveau modèle d'extinction dans la phase d'aspersion. La première conclusion est que le modèle est capable de prédire l'extinction, en accord avec l'essai. Cependant, l'extinction est obtenue trop rapidement pour l'essai 14 avec ce nouveau modèle (38 s au lieu de 65 s expérimentalement). La figure 5.12 montre l'évolution de la température de surface du combustible au cours du temps. Cette grandeur est calculée en moyenne sur l'ensemble des cellules représentant le combustible. Nous pouvons remarquer que $T_{comb} < T_{ign}$ au moment de l'extinction alors qu'elles devraient être égales. Ce résultat est une conséquence de la température moyenne montrée ici. En effet, le combustible peut avoir en moyenne une température de surface inférieure à la température d'inflammation tout en maintenant la combustion puisque l'extinction ne sera atteinte que lorsque toutes les cellules auront une température de surface inférieure à la température d'inflammation. L'extinction est donc ici le résultat du refroidissement du combustible, comme c'était le cas expérimentalement. Le modèle reproduit donc bien la physique de l'extinction pour cet essai.

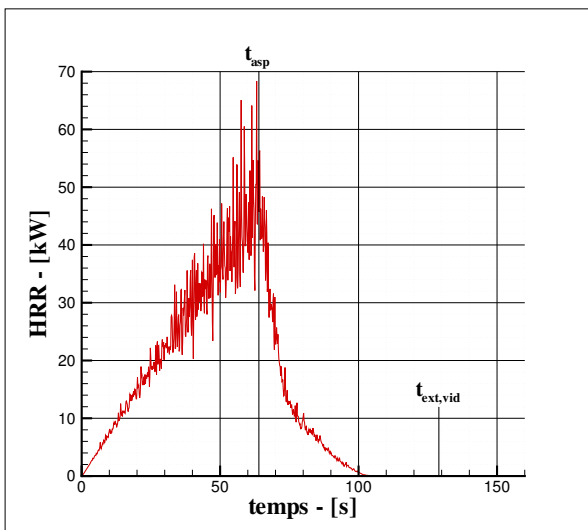


FIGURE 5.11 – HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 14

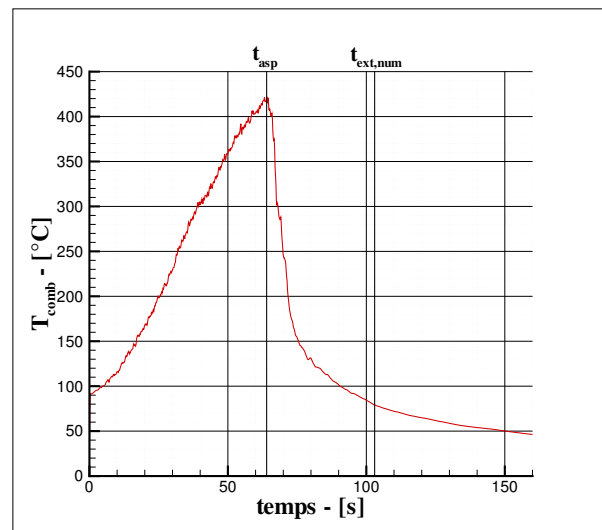


FIGURE 5.12 – Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 14

5.2.2 Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement du combustible

L'ensemble des résultats est présenté dans le tableau 5.1. Nous pouvons y voir successivement le numéro de l'essai, le temps d'extinction expérimental, le temps d'extinction numérique, l'écart relatif entre les deux, la réduction du HRR numérique au moment de l'extinction expérimentale et enfin le mécanisme d'extinction. Comme pour les résultats des bilans d'énergie sur le système "gouttes" dans le chapitre précédent, nous indiquons les essais de refroidissement du combustible en vert et les essais de refroidissement de la flamme en rouge. Les essais de répétabilité 7 à 11 sont comparés en moyenne avec la simulation numérique puisque les conditions expérimentales étant similaires, la simulation numérique donnerait le même résultat pour chaque essai. Nous pouvons remarquer que pour les essais de refroidissement du combustible, l'accord avec le temps d'extinction expérimental est compris entre 4 et 71 %, et même entre 4 et 45 % pour 10 des 11 essais concernés. En moyenne, l'écart relatif observé est de 29 %. En absolu, les écarts observés sont compris entre 5 et 41 s et sont en moyenne de 18 s. Ces résultats ne sont pas particulière-

ment mauvais mais il y a cependant encore une marge de progression pour l'évaluation du temps d'extinction à l'aide de l'outil numérique. Il doit être remarqué que le temps d'extinction est sous-estimé pour 10 des 11 essais de refroidissement du combustible et le HRR numérique est réduit de 98 % par rapport à sa valeur maximale au moment de l'extinction expérimentale pour le onzième essai. Autrement dit, le temps d'extinction était légèrement surestimé dans ce cas et le feu était quasiment éteint à $t_{num} = t_{ext,vid}$. Pour les autres cas, cette valeur est évidemment à 100 % puisque le temps d'extinction est sous-estimé. Une donnée intéressante pour évaluer le modèle d'extinction pour les cas où le temps d'extinction est sous-estimé serait d'observer la réduction du HRR expérimental au moment où la simulation numérique détermine l'extinction. Notre connaissance du HRR expérimental durant l'aspersion est malheureusement insuffisante pour évaluer une telle grandeur.

N° essai	$t_{ext,vid}$ (s)	$t_{ext,num}$ (s)	Ecart relatif	$\frac{HRR_{asp}-HRR_{num}(t_{ext,vid})}{HRR_{asp}}$	Mécanisme d'extinction
7-11	19	136	616 %	45 %	Refroid. flamme
13	40	22	-45 %	100 %	Refroid. comb.
14	65	38	-42 %	100 %	Refroid. comb.
16	10	67	570 %	43 %	Refroid. flamme
17	16	85	431 %	51 %	Refroid. flamme
18	10	99	890 %	47 %	Refroid. flamme
19	8	65	713 %	36 %	Refroid. flamme
20	65	56	-14 %	100 %	Refroid. comb.
21	70	66	-6 %	100 %	Refroid. comb.
22	26	78	200 %	79 %	Refroid. flamme
31	31	9	-71 %	100 %	Refroid. comb.
32	30	21	-30 %	100 %	Refroid. comb.
33	69	43	-38 %	100 %	Refroid. comb.
34	99	58	-41 %	100 %	Refroid. comb.
35	106	77	-27 %	100 %	Refroid. comb.
36	105	100	-5 %	100 %	Refroid. comb.
37	129	134	4 %	98 %	Refroid. comb.

TABLEAU 5.1 – Comparaison entre temps d'extinction expérimentaux et numériques

Néanmoins, le premier point positif est que nous pouvons dorénavant déterminer l'extinction lorsque la température du combustible descend en dessous de la température d'inflammation. De plus, le modèle en lui-même n'est pas nécessairement l'unique responsable de la différence avec l'expérience pour la détermination du temps d'extinction. En effet, plusieurs modèles intervenant dans le refroidissement du combustible ont déjà été mis en cause sans pour autant trouver de meilleur compromis à l'heure actuelle, tels que :

- les échanges gouttes / parois faisant intervenir un coefficient d'échange de $300 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (voir équation A.14) dont la justification est assez vague, voire inexistante ;
- le modèle d'évaporation surestimant le refroidissement, comme décrit dans la thèse de Blanchard [7]. Ce phénomène a également été observé dans ce travail puisque le champ de température après aspersion était plus faible dans les simulations numériques que dans les résultats expérimentaux, même lorsque le HRR était a priori bien reproduit durant la phase d'extinction.

Ces deux modèles sont donc déjà des pistes d'amélioration du modèle. Pour les échanges gouttes / parois, nous avons réalisé une analyse de sensibilité au coefficient d'échange $h_w = 300 \text{ kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, dont les résultats pour l'évolution du HRR au cours du temps sont présentés sur la figure 5.13.

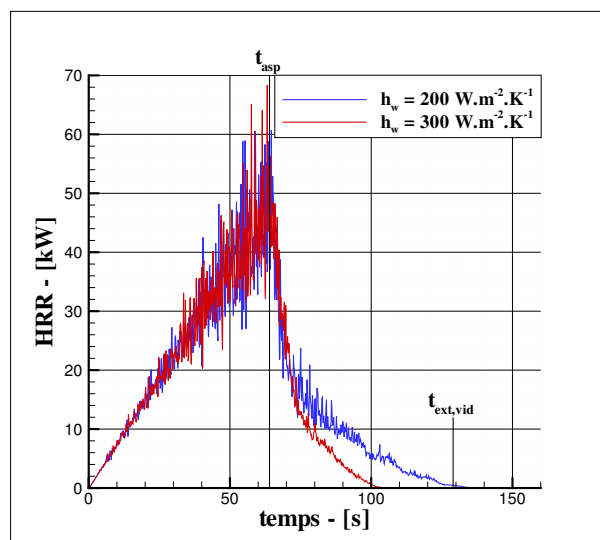


FIGURE 5.13 – Analyse de sensibilité au coefficient d'échange gouttes / parois

Le HRR, et donc le temps d'extinction, sont très dépendants du coefficient h_w puisque le temps d'extinction est de 68 s contre 38 s pour des h_w respectifs de 200 et 300 $\text{kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Autrement dit, il y a une augmentation du temps d'extinction de 79 % pour une diminution du coefficient d'échanges gouttes / parois de 33 %. L'intérêt ici n'est évidemment pas de modifier arbitrairement ce coefficient, même si sa valeur par défaut est elle-même non justifiée. Nous avons plutôt souhaité modifier le modèle d'échange entre les gouttes et les surfaces solides et ces changements seront décrits dans la section suivante. Rappelons que le modèle d'évaporation reste une autre piste d'amélioration.

5.2.3 Présentation d'un cas de refroidissement de la flamme : essai 18

L'essai 18 n'est pas un essai où l'extinction est attribuée au refroidissement du combustible. Le modèle supplémentaire intégré ici (équation 5.2) n'est donc pas censé déterminer l'extinction pour cet essai. Cependant, le critère d'extinction dédié aux phénomènes d'inertage et de refroidissement de la flamme est également utilisé dans cette simulation. Nous avons vu dans le chapitre précédent qu'avec la version 5 et sans l'apport du nouveau modèle, FDS était incapable de déterminer l'extinction sans l'utilisation de la loi exponentielle décrite par l'équation 1.3 (voir page 19) et un coefficient a particulièrement élevé. Les résultats pour l'évolution du HRR avec le temps avant et pendant aspersion pour l'essai 18 sont présentés sur la figure 5.14.

Le temps d'extinction est largement surestimé ici puisqu'il était de 10 s expérimentalement alors qu'il est de 99 s ici. De plus, la figure 5.15 montre qu'au moment de l'extinction, la température de surface du combustible a été abaissée sous la température d'inflammation. L'extinction est donc atteinte numériquement par refroidissement du combustible, ce qui n'était pas le cas

expérimentalement puisque la température du combustible était encore largement supérieure à la température d'inflammation à $t = t_{ext,vid}$. Ainsi, comme pour la version 5, le critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage est incapable de déterminer l'extinction pour cet essai. L'ajout du nouveau modèle d'extinction permet néanmoins de déterminer une réduction du HRR due au refroidissement du combustible contrairement à la version précédente. Au moment de l'extinction expérimentale, le HRR numérique est ici réduit de 47 %.

Le modèle d'évaporation, déjà mis en cause plusieurs fois, reste la piste principale pour améliorer le critère d'extinction. Nous verrons néanmoins plus loin dans ce chapitre comment se comporte ce nouveau critère sur le cas VINNOVA afin de comparer les résultats avec ceux obtenus à l'aide du critère de la version 5, détaillés dans le chapitre précédent.

5.2.4 Synthèse des résultats pour les cas de refroidissement de la flamme et inertage

Nous retrouvons les résultats pour l'ensemble des essais modélisés dans le tableau 5.1. La première remarque flagrante est que l'on peut confirmer que le critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage ne fonctionne pas pour nos essais. En effet, comme pour le cas 18 présenté ici, tous les cas où l'extinction est attribuée à ce phénomène, indiqués en rouge dans le tableau 5.1, présentent des écarts extrêmement importants avec la réalité expérimentale. Numériquement, l'extinction est atteinte par refroidissement du combustible, qui nécessite donc un temps très long puisque le HRR et la température du combustible sont très élevés au moment du déclenchement de l'aspersion. Nous avons donc un écart relatif entre temps d'extinction expérimental et numérique d'au moins 200 % et il atteint même un maximum de 890 % pour une moyenne de 570 %. Les écarts absolus observés sont compris entre 52 et 117 s, la moyenne étant de 74 s. Le temps d'extinction numérique est évidemment toujours supérieur à la valeur expérimentale. Pour les 6 essais de refroidissement de la flamme, le code, grâce au nouveau modèle d'extinction, détermine une réduction du HRR de 36 à 79 % par rapport à sa valeur au moment de l'aspersion.

5.2.5 Présentation d'un cas sans extinction : essai 30

Si le but du nouveau modèle d'extinction est de déterminer le temps d'extinction avec justesse, conjointement avec le critère dédié au refroidissement de la flamme et à l'inertage, il est nécessaire qu'il ne prédise pas l'extinction dans un cas où celle-ci n'aurait pas lieu. En effet, pour des raisons de sécurité, il n'est pas acceptable de prédire numériquement l'extinction d'un feu qui en réalité se propagerait avec d'éventuelles conséquences matérielles et humaines. Un seul essai réalisé présente cette caractéristique. Il s'agit de l'essai 30, où seule la buse Nord-Est était utilisée alors que le foyer était situé au centre de la pièce. L'aspersion était déclenchée après 63 s de combustion libre.

Expérimentalement, la buse étant décalée par rapport au bac, seule une faible quantité d'eau atteignait la zone proche du foyer et ne pouvait donc pas avoir un impact conséquent dessus, notamment au niveau du HRR. La conséquence est que l'extinction n'avait pas eu lieu après plus de 5 minutes d'aspersion et la flamme n'était que faiblement altérée par la dynamique du

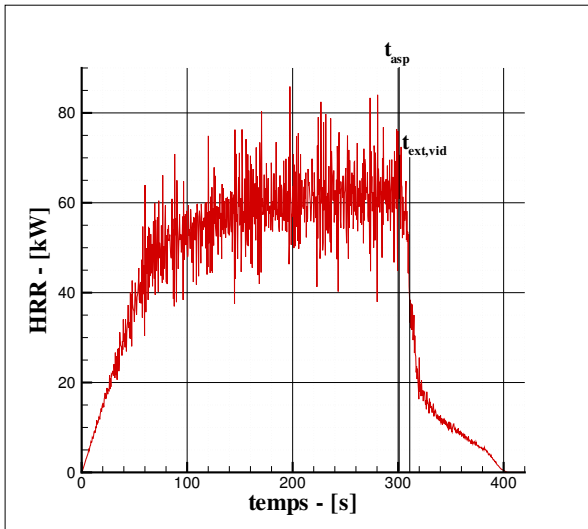


FIGURE 5.14 – HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 18

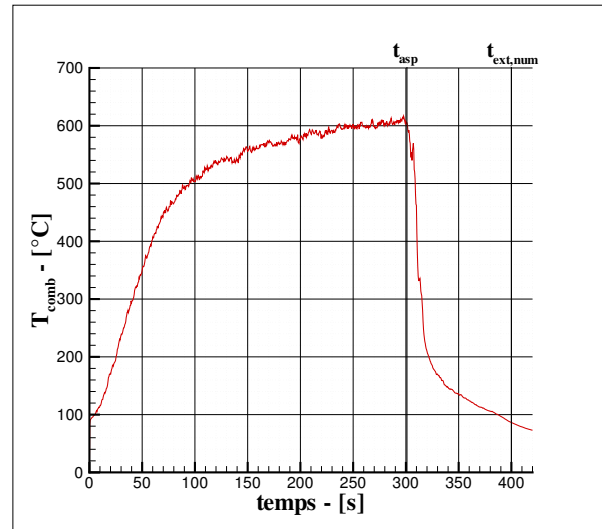


FIGURE 5.15 – Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 18

brouillard d'eau, laissant penser que le spray ne pouvait de toutes façons pas amener l'extinction dans ce cas. Il avait été ensuite décidé d'éteindre manuellement le feu pour des raisons de sûreté (liées au boil over notamment).

Nous avons décidé de modéliser cet essai afin d'observer comment le code complet avec les modifications du modèle d'extinction se comporte pour un tel cas. Le résultat pour le HRR en fonction du temps est présenté sur la figure 5.16. La simulation s'arrête ici 4 minutes après déclenchement de l'aspersion. A ce moment, le feu n'est toujours pas éteint et est même figé à un palier à environ 37 kW, soit 77 % du HRR au moment de l'aspersion. Cette observation est également vraie pour la température de surface du combustible, qui atteint elle un palier à environ 360°C (voir figure 5.17). D'après le modèle utilisé, cela signifie que le spray n'est pas en mesure de refroidir la surface de combustible et qu'il sera donc impossible d'atteindre l'extinction par refroidissement de celle-ci, reproduisant alors les données expérimentales.

5.3 Modification du calcul de la température des gouttes

Les conclusions présentées dans la section précédente nous indiquaient que FDS surestime le refroidissement du combustible. Lorsqu'une ou plusieurs gouttes sont présentes sur une surface de combustible solide ou liquide, celles-ci s'étalent sur toute la surface de la maille et recouvrent ainsi le combustible. Il n'y a donc plus d'échange convectif entre la phase gazeuse et la surface du combustible et cette dernière ne reçoit plus directement le rayonnement des gaz chauds. Les seuls échanges à la surface du combustible sont donc l'émission de rayonnement vers la goutte et les échanges liés au contact avec la goutte.

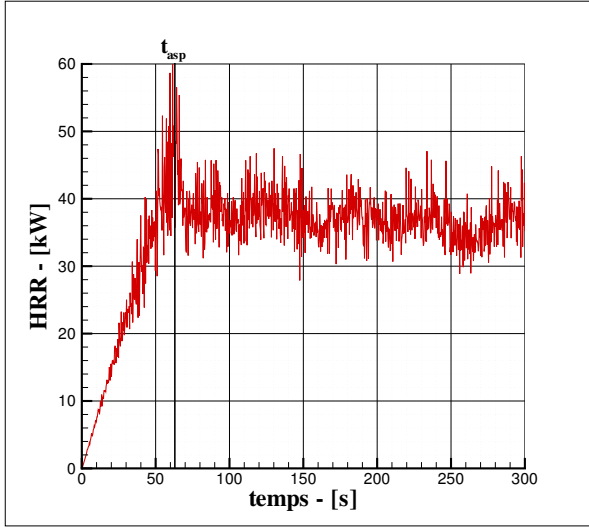


FIGURE 5.16 – HRR en fonction du temps - FDS 6 : essai 30

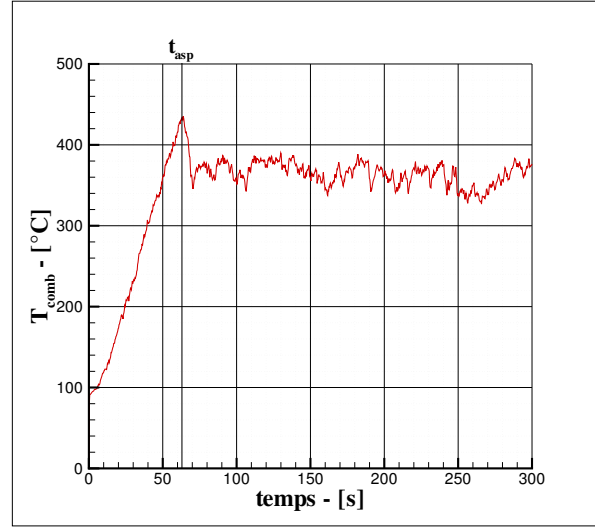


FIGURE 5.17 – Température de surface de combustible en fonction du temps - FDS 6 : essai 30

5.3.1 Echanges gouttes / parois

Rappelons tout d'abord que le combustible est modélisé comme un bloc solide, même lorsqu'il s'agit d'un bac de liquide inflammable. Les échanges entre les gouttes et le combustible sont donc modélisés comme des échanges gouttes / parois.

Comme indiqué dans l'équation A.14, située dans l'annexe A, les échanges gouttes / parois s'écrivent de la façon suivante :

$$\dot{Q}_{w/p}'' = h_w(T_w - T_p)$$

avec $h_w = 300 \text{ W/m}^2/\text{K}$. T_w est la température de surface et T_p la température de la goutte.

Ce coefficient h_w n'est basé sur aucune justification physique. C'est pourquoi son remplacement constitue notre première piste d'amélioration du refroidissement du combustible. Il faut ainsi passer au préalable par la conservation de l'énergie sur les gouttes :

$$\dot{Q}_{ES,p}(t) + \dot{Q}_{evap}(t) = m_p c_p \frac{dT_p}{dt} - L_v \frac{dm_p}{dt} = \dot{Q}_{conv,g/p}(t) + \dot{Q}_{ray,g/p}(t) + \dot{Q}_{w/p}(t) \quad (5.3)$$

Les termes $\dot{Q}_{conv,g/p}(t)$, $\dot{Q}_{ray,g/p}(t)$ et $\dot{Q}_{w/p}(t)$ sont présentés dans l'annexe A.

D'après l'équation 5.3, nous pouvons nous affranchir du modèle de $\dot{Q}_{w/p}(t)$ si tant est que nous ayons à la place un modèle physique pour la température de goutte T_p . On aurait alors :

$$\dot{Q}_{w/p}(t) = m_p c_p \frac{dT_p}{dt} - L_v \frac{dm_p}{dt} - \dot{Q}_{conv,g/p}(t) - \dot{Q}_{ray,g/p}(t) \quad (5.4)$$

5.3.2 Modèles de température de goutte sur une paroi

Nous présenterons ici les différents modèles de température de goutte envisagés pour remplacer celui existant. Insistons sur le fait que seules les gouttes attachées à une surface solide sont affectées par ce changement. Rappelons également que le combustible, même s'il est liquide, est représenté numériquement par une surface solide. Pour chacun des modèles, nous avons fait le choix de l'appliquer soit à toutes les surfaces solides d'une modélisation, soit uniquement aux surfaces combustibles.

Avant modification, la température des gouttes est calculée semi-implicitement en résolvant l'équation 5.3. On a ainsi, indifféremment pour toutes les gouttes (dans l'air ou sur une surface de combustible) :

$$\frac{T_p^{n+1} - T_p^n}{\delta t} = \frac{1}{m_p c_{p,p}} \left[A h \left(T_g - \frac{T_p^{n+1} + T_p^n}{2} \right) + A h_w \left(T_w - \frac{T_p^{n+1} + T_p^n}{2} \right) + Q_{ray,g/p} - A h_m \rho \left(\frac{Y_p^{n+1} - Y_p^n}{2} - Y_g \right) L_v \right] \quad (5.5)$$

où

- T_p = la température de la goutte
- δt = la durée du pas de temps
- n = le pas de temps
- m_p = la masse de la goutte
- $c_{p,p}$ = la chaleur spécifique de la goutte
- A = la surface d'échange de la goutte
- h = le coefficient d'échange convectif entre la phase gazeuse et la goutte
- T_g = la température de la phase gazeuse
- h_w = le coefficient d'échange entre la surface solide et la goutte
- T_w = la température de la surface solide
- $Q_{ray,g/p}$ = l'énergie échangée par rayonnement entre la goutte et le milieu environnant durant le pas de temps
- h_m = le coefficient de transfert de masse
- ρ = la masse volumique de la goutte
- Y_p = la fraction massique en vapeur
- Y_g = la fraction massique en gaz moins la vapeur
- L_v = la chaleur latente de l'espèce

Toujours avant modification, l'algorithme pour le calcul de la température des gouttes et des échanges gouttes / parois peut être présenté de la façon suivante :

1. première partie du calcul semi-implicite de la température de la goutte T_p ;

2. calcul des termes $Q_{ray,g/p}$, $Q_{conv,g/p}$ et $Q_{w/p}$;
3. calcul de la masse de la goutte à évaporer m_{evap} ;
4. si la masse évaporée calculée m_{evap} est supérieure à la masse totale de la goutte m_p , la goutte s'évapore totalement ($m_{evap} = m_p$) et les termes $Q_{ray,g/p}$, $Q_{conv,g/p}$ et $Q_{w/p}$ sont ajustés de sorte à vérifier la conservation de l'énergie ;
5. deuxième et dernière partie du calcul semi-implicite de la température de la goutte T_p ;
6. si la température de la goutte calculée T_p est supérieure à la température d'ébullition T_{boil} , la température de la goutte est imposée à T_{boil} ($T_p = T_{boil}$) et les termes $Q_{ray,g/p}$, $Q_{conv,g/p}$ et $Q_{w/p}$ sont ajustés de sorte à vérifier la conservation de l'énergie.

Cette méthode est toujours utilisée après modification pour les gouttes qui ne sont pas en contact avec une surface solide. Pour celles qui le sont, le calcul de la température des gouttes et des échanges gouttes / parois se fait de la façon suivante :

1. calcul de la température de la goutte T_p ;
2. calcul des termes $Q_{ray,g/p}$ et $Q_{conv,g/p}$;
3. calcul de la masse de la goutte à évaporer m_{evap} ;
4. calcul de $Q_{tot} = Q_{ES,p} + Q_{evap}$;
5. calcul de $Q_{w/p} = Q_{tot} - Q_{ray,g/p} - Q_{conv,g/p}$;
6. si la masse évaporée calculée m_{evap} est supérieure à la masse totale de la goutte m_p , la goutte s'évapore totalement ($m_{evap} = m_p$) et les termes $Q_{ray,g/p}$, $Q_{conv,g/p}$ et $Q_{w/p}$ sont ajustés de sorte à vérifier la conservation de l'énergie ;
7. si la température de la goutte calculée T_p est supérieure à la température d'ébullition T_{boil} , la température de la goutte est imposée à T_{boil} ($T_p = T_{boil}$) et les termes $Q_{ray,g/p}$, $Q_{conv,g/p}$ et $Q_{w/p}$ sont ajustés de sorte à vérifier la conservation de l'énergie.

Quant au calcul de la température de la goutte T_p , les différents modèles envisagés pour remplacer le calcul semi-implicite (équation 5.5) sont présentés ci-après.

5.3.2.1 Modèle 1

La première idée est que les murs ainsi que le combustible ont une capacité thermique bien plus importante qu'une goutte d'eau du fait de leurs volumes respectifs. Ainsi, nous pouvons imaginer qu'une gouttelette d'eau atteignant une surface solide voit sa température passer à la température de la surface instantanément. Le premier modèle est donc simplement :

$$T_p^{n+1} = T_w^{n+1} \quad (5.6)$$

où T_p représente la température d'une goutte, T_w correspond à la température de surface de la maille solide sur laquelle la goutte est déposée et n est un pas de temps donné.

Pour les surfaces de combustible qui sont le cœur de notre problème, la température est généralement très élevée au moment des premiers contacts. Nous avons expliqué ci-avant que

si celle-ci est supérieure à la température d'ébullition de l'eau, la température de la goutte, initialement à la température du mur, est réajustée à la température d'ébullition et les différentes contributions énergétiques sont recalculées en accord avec celle-ci (étape 7).

5.3.2.2 Modèle 2

Souhaitant analyser l'importance de l'ajustement de la température de goutte à la température d'ébullition, un deuxième modèle a été testé en tronquant cette étape. Cela est fait en imposant la température de la goutte au minimum entre la température d'ébullition de l'eau et la température de surface lors de l'étape 1. Le deuxième modèle s'écrit donc :

$$T_p^{n+1} = \min(T_w^{n+1}; T_{boil}) \quad (5.7)$$

5.3.2.3 Modèle 3

Une autre possibilité est de considérer la température de contact entre la goutte et la surface solide en faisant intervenir l'effusivité de la goutte E_p et celle du solide E_w . Le calcul de température de contact à l'aide de l'effusivité est normalement à considérer entre deux solides semi-infinis. Ce n'est évidemment pas le cas ici compte tenu du volume de la goutte. Nous avons cependant décidé d'analyser les résultats obtenus avec ce modèle. Le troisième modèle envisagé s'écrit ainsi :

$$T_p^{n+1} = \frac{E_w T_w^{n+1} + E_p T_p^{n+1}}{E_w + E_p} \quad (5.8)$$

avec $E = \sqrt{\lambda \rho c_p}$.

5.3.2.4 Modèle 4

Un quatrième et dernier modèle a été implémenté et testé. Celui-ci reprend l'idée que la goutte et le mur vont se mettre en équilibre. En revanche, à l'inverse du premier modèle, cette opération prendra plus d'un pas de temps ici.

La goutte, initialement à $T_{p,0}$ touche la surface à T_w . En écrivant le bilan d'énergie sur la goutte, nous obtenons

$$\begin{cases} m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h_p S(T_g - T_p) + \dot{Q}_{ray,g/p}(t) + h_w S(T_w - T_p) + L_v \frac{dm_p}{dt} \\ T_p(t=0) = T_{p,0} \end{cases} \quad (5.9)$$

Cette équation peut être mise sous la forme $\frac{dT_p(t)}{dt} + JT_p(t) = K(t)$.

Nous pourrions envisager de résoudre directement ce système dans FDS. Cependant, souhaitant éviter d'augmenter sensiblement le temps de calcul, nous optons dans un premier temps pour une simplification du système 5.9 en considérant K indépendant du temps. La solution de ce système est alors :

$$\begin{cases} T_p(t) = \frac{K}{J} + F e^{-Jt} \\ T_p(t=0) = T_{p,0} \end{cases} \quad (5.10)$$

On a donc finalement T_p sous la forme générale

$$T_p(t) = \frac{K}{J} + \left(T_{p,0} - \frac{K}{J} \right) e^{-Jt} \quad (5.11)$$

Si l'on suppose maintenant que l'essentiel du transfert de chaleur s'effectue à travers les échanges entre gouttes et parois, l'équation 5.9 est nettement simplifiée puisqu'elle devient :

$$\begin{cases} m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h_w S(T_w - T_p) \\ T_p(t=0) = T_{p,0} \end{cases} \quad (5.12)$$

La démarche est ensuite la même que celle présentée ci-avant et nous obtenons enfin

$$T_p(t) = T_w + (T_{p,0} - T_w) e^{-Jt} \quad (5.13)$$

Ou, en introduisant un temps caractéristique τ tel que $\tau = 1/J$:

$$T_p(t) = T_w + (T_{p,0} - T_w) e^{-t/\tau} \quad (5.14)$$

Le modèle 4 est la forme discrétisée de l'équation 5.13 qui s'écrit finalement :

$$T_p^{n+1} = T_w^{n+1} + (T_p^n - T_w^{n+1}) e^{-\delta t/\tau} \quad (5.15)$$

5.3.3 Résultats pour les différents modèles

Nous pouvons voir les résultats pour l'évolution du HRR durant l'aspersion sur l'essai 14 pour les différents modèles sur les figures 5.18 et 5.19. Il a été expliqué précédemment que les modèles peuvent être appliqués soit aux gouttes situées sur toutes les surfaces solides (résultats sur la figure 5.18), soit uniquement aux gouttes situées sur la surface de combustible (résultats sur la figure 5.19). Sur ces figures, le modèle "A0" représente FDS sans aucune modification, tant pour le calcul de $\dot{Q}_{w/p}$ que pour celui de T_p . Le modèle "A1" représente quant-à lui FDS

avec modification de l'algorithme pour le calcul de $\dot{Q}_{w/p}$ comme présenté précédemment, mais toujours avec le calcul semi-implicite de la température des gouttes (équation 5.5). Pour rappel, le modèle 2 correspond au modèle détaillé par l'équation 5.7 et le modèle 4 à l'équation 5.15. Nous pouvons remarquer l'absence de résultats pour les modèles 1 et 3 et ce quel que soit le domaine d'application du modèle. En effet, ces quatre calculs ont montré des instabilités numériques au moment des premiers contacts entre gouttes et surfaces solides (ou combustible dans le second cas) et se sont donc arrêtés. Il doit être précisé que ces modèles présentent le point commun d'élever de manière très brutale la température de la goutte, ce qui est sûrement la cause de ces instabilités. Ces modèles ne sont donc pas envisageables pour remplacer celui en place actuellement.

Les figures 5.18 et 5.19 montrent ainsi que les modèles 2 et 4 peuvent présenter une différence notable avec le modèle par défaut "A0" concernant le temps d'extinction. Ne changer que le modèle d'échange gouttes / parois (modèle "A1") n'a quasiment aucun impact puisque le modèle de température de goutte reste au cœur du bilan d'énergie écrit sur les particules. Lorsqu'il n'est appliqué qu'au combustible, le modèle 2 ne présente aucune influence sur le temps d'extinction également, malgré quelques très légères différences dans l'évolution du HRR. Quand il est appliqué à l'ensemble des surfaces solides au contraire, le changement est conséquent. En effet, même s'il ne permet pas d'atteindre l'extinction, il y a une chute brutale du HRR à $t = 125$ s et il atteint quasiment 0 kW à $t = 130$ s, soit une seconde plus tard que le temps observé expérimentalement. Le HRR reste ensuite constant à une valeur d'environ 2 kW.

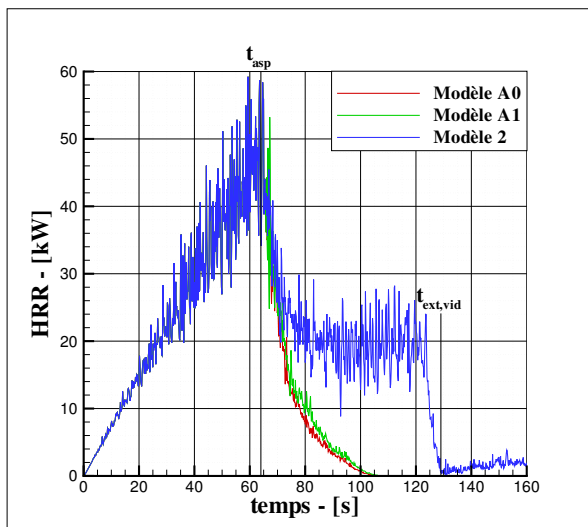


FIGURE 5.18 – HRR en fonction du temps pour différents modèles de T_p - application aux gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14

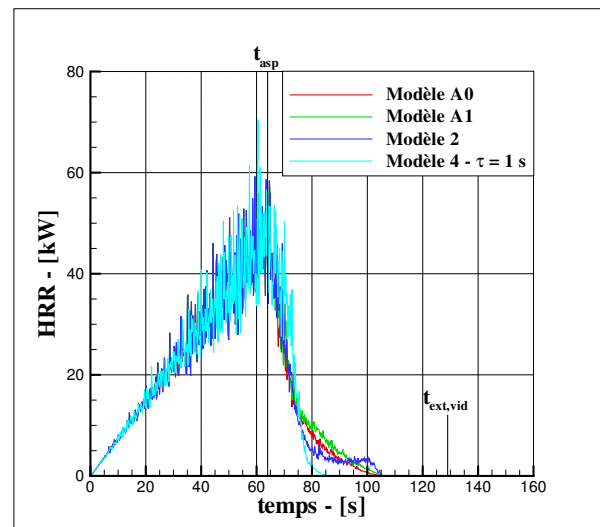


FIGURE 5.19 – HRR en fonction du temps pour différents modèles de T_p - application aux gouttes situées sur la surface du combustible : essai 14

Ce résultat pourrait a priori sembler prometteur. Cependant, lorsque l'on applique les modèles à tous les murs, même si le calcul ne présente pas des résultats incohérents sur le HRR, les températures de surface du sol sont en revanche absurdes. En effet, des captures d'image montrant la température des murs à $t = 80$ s sont présentées sur les figures 5.20 et 5.21. Les deux simulations utilisent le modèle 2. Pour le cas 1, il est appliqué à tous les murs alors qu'il n'est appliqué qu'au combustible pour le cas 2. Il est évidemment absolument impossible que les gouttes, en atteignant

le sol, fassent monter la température de ce dernier au-delà de 200°C. De plus, rappelons que ces simulations utilisent le nouveau modèle d'extinction présenté plus tôt dans ce chapitre (équation 5.2). Après extinction, le débit de pyrolyse est donc lié à la température de surface du combustible. Nous pouvons voir l'évolution de cette dernière pour la simulation utilisant le modèle 2 pour T_p sur les gouttes situées sur toutes les surfaces solides. La température de surface du combustible montre la même évolution que le HRR jusqu'à $t = 125$ s. Ensuite, la température augmente de nouveau alors que le HRR chute. Cette chute est ici une conséquence du critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage, détectant l'extinction de nombreuses cellules du fait des calculs aberrants sur la température des gaz découlant du calcul de température des gouttes par le modèle 2. Ces observations mettent donc en cause le modèle 2 appliqué à tous les murs. Aucun des modèles 1, 2 et 3 présentés ci-avant n'est donc capable de répondre à nos attentes pour le remplacement de celui intégré par défaut dans FDS. Enfin, il semblerait que le modèle implémenté devra être appliqué au combustible uniquement du fait des instabilités montrées sur la figure 5.20. Nous avons utilisé une valeur de 1 s pour τ dans le modèle 4 (figure 5.19). Le temps d'extinction est ici encore plus court qu'avec le modèle par défaut A0 puisqu'il est de 21 s contre 38 s pour le modèle A0. Evidemment, cette valeur de 1 s a été choisie arbitrairement et nous n'avons actuellement aucune connaissance sur la gamme de τ pouvant être considérée. Nous avons donc réalisé une analyse de sensibilité à ce coefficient, détaillée ci-après.

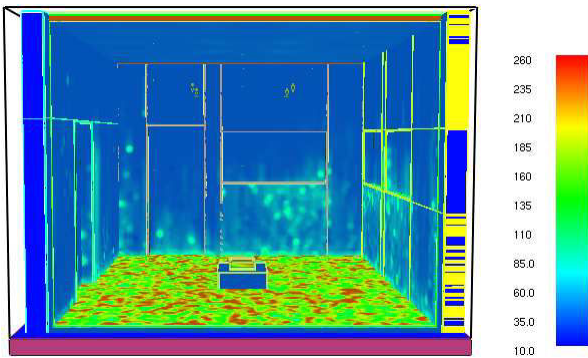


FIGURE 5.20 – Capture d'image de smokeview pour la température des murs (en °C) - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14

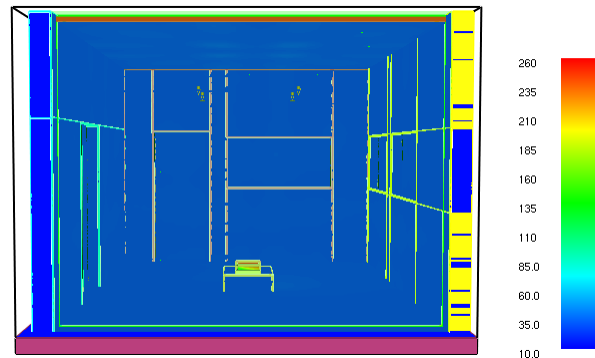


FIGURE 5.21 – Capture d'image de smokeview pour la température des murs (en °C) - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur le combustible : essai 14

5.3.4 Analyse de sensibilité au coefficient τ pour le modèle 4

Le dernier modèle envisagé (voir équation 5.15) fait intervenir un temps caractéristique τ . Nous pouvons voir l'influence de ce paramètre sur le HRR durant aspersion, et donc sur le temps d'extinction, sur la figure 5.23. Nous pouvons ainsi constater que pour des valeurs inférieures à 1 s, le refroidissement est clairement surestimé puisque le temps d'extinction est situé entre 14 et 21 s pour les trois plus faibles valeurs de τ alors qu'il est de 38 s lorsque l'on utilise le modèle par défaut et de 65 s expérimentalement. Pour $\tau = 10$ s, nous retrouvons un résultat du même ordre qu'avant les modifications puisque le temps d'extinction est alors de 39 s. En revanche, en augmentant τ à 100 s, le feu ne s'éteint numériquement qu'après 89 s d'aspersion. Pour représenter la réalité sur le temps d'extinction à l'aide de ce modèle, il faudrait donc que τ soit compris entre 10 et 100 s. Comme expliqué précédemment, nous n'avons pas à notre disposition

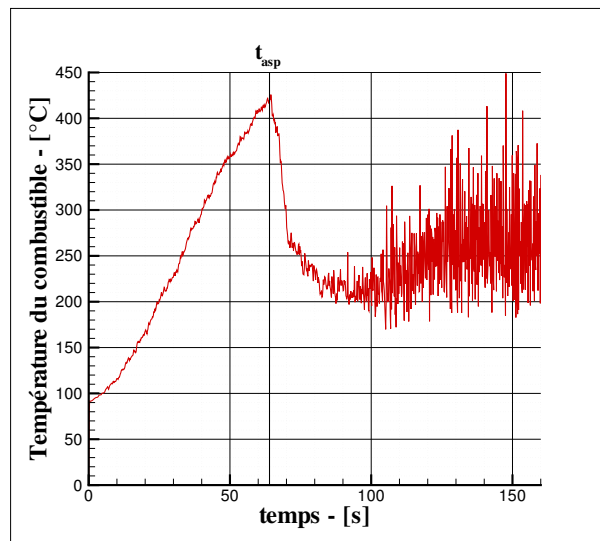


FIGURE 5.22 – Température du combustible en fonction du temps - utilisation du modèle 2 sur les gouttes situées sur toutes les surfaces solides : essai 14

de valeur issue de la littérature pour le moment. La détermination du temps caractéristique pour nos essais est une des perspectives concrètes à court terme et pourrait mener au remplacement du modèle actuel par celui testé ici.

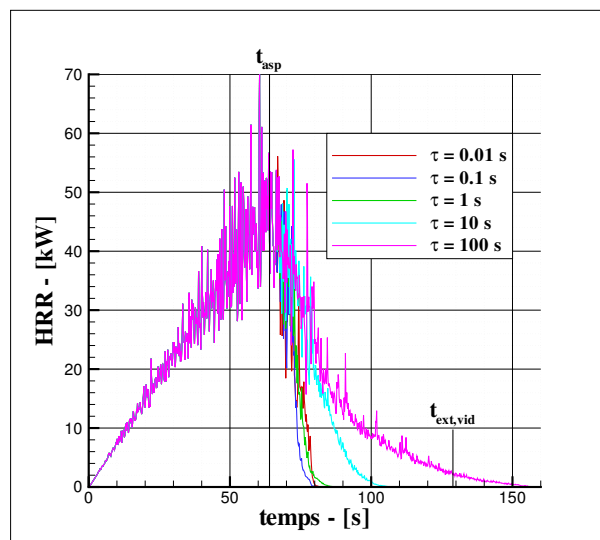


FIGURE 5.23 – Analyse de sensibilité au temps caractéristique τ sur le temps d’extinction : essai 14

5.4 Evaluation de FDS 6 pour l'extinction par inertage et refroidissement de la flamme

Nous avons évalué dans le chapitre précédent les capacités de la version 5 de FDS à déterminer l'extinction par refroidissement de la flamme et inertage à l'aide d'un cas issu d'une campagne d'essais de SP Fire Technology, appelée VINNOVA. Un essai a été choisi car il est particulièrement représentatif de ce type d'extinction et a été décrit dans le chapitre 4.

Pour rappel, le critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage est désormais le suivant dans FDS 6 (cf. équation 1.8) :

$$\Delta Y_f \Delta h_f + \Delta Y_g \Delta h_g > \Delta Y_f > \Delta H_C$$

où Y_f et Y_g sont respectivement les fractions massiques du combustible et du mélange gazeux et H_f et H_g les enthalpies de ces espèces. ΔH_C est la chaleur de combustion.

Cette condition est analysée dans chaque cellule gazeuse et si elle est respectée, c'est que la combustion ne dégage pas suffisamment d'énergie pour élever la température des gaz au-delà de la température critique, il y a alors extinction.

A l'instar de la version précédente, nous avons fait le choix de tester à la fois le modèle de pyrolyse et un HRR prescrit représentatif de l'essai. Rappelons que lorsque l'évolution du HRR est prescrite dans FDS, le code le convertit en prescription du débit de pyrolyse tel que l'on obtienne le HRR indiqué en donnée d'entrée. Si la terminologie a quelque peu évolué entre les deux versions, nous avons tenté de réaliser des modélisations les plus proches possibles afin de n'évaluer que le critère d'extinction sans influence d'autres modifications apportées par la version 6. Nous pouvons observer les résultats et la comparaison avec l'ancienne version sur la figure 5.24 pour le débit de pyrolyse et sur la figure 5.25 pour le HRR.

Rappelons que cet essai avait été réalisé deux fois expérimentalement avec des temps d'extinction de 162 et 175 s soit un temps d'extinction moyen de 169 s. Lorsque cet essai est modélisé à l'aide d'un HRR prescrit (courbe rouge) et sans utilisation du nouveau modèle d'extinction (équation 5.2), le débit de pyrolyse est évidemment le même que pour la version 5 puisque nous utilisons dans chaque cas la même prescription pour l'évolution du débit de pyrolyse. De ce fait, l'évolution du HRR avec le temps est très similaire qualitativement à celle obtenue par FDS 5 lorsque la pyrolyse est également définie par un HRR prescrit. En revanche, le HRR commence à décroître à partir de $t \approx 120$ s pour FDS 6 alors que ce moment interviendra à $t \approx 150$ s pour FDS 5. Quelle que soit la version utilisée, c'est le critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage qui va déterminer le moment où le HRR va commencer à décroître jusqu'à extinction du fait de la sous-oxygénation et son évolution jusqu'à $t_{ext,num}$. Finalement, le temps d'extinction simulé est de 119 s contre 156 s avec FDS 5. L'erreur relative est donc de 35 % et est supérieure à celle obtenue avec la version précédente puisqu'elle n'était que de 8 %. Une des raisons pourrait être que l'ancien critère a une meilleure "tolérance" aux basses concentrations en oxygène, le foyer pourrait donc brûler plus longtemps pour un HRR, et donc également une consommation en oxygène, équivalents. Il doit être également précisé que le transport des espèces a été modifié dans la version 6 [14]. Une comparaison entre les deux versions de FDS pour le

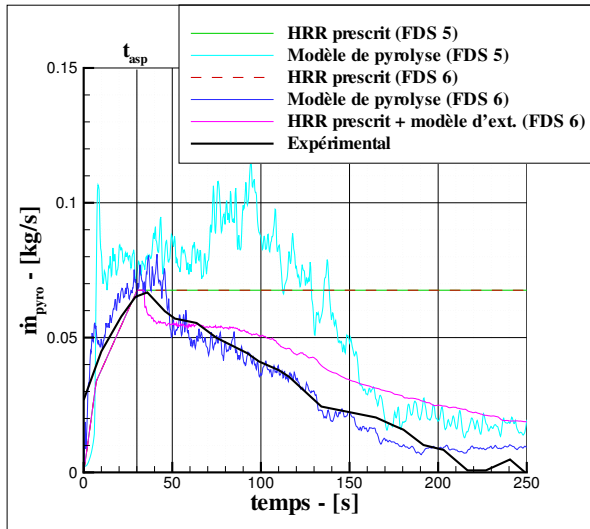


FIGURE 5.24 – Evolution du débit de pyrolyse avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5 et 6

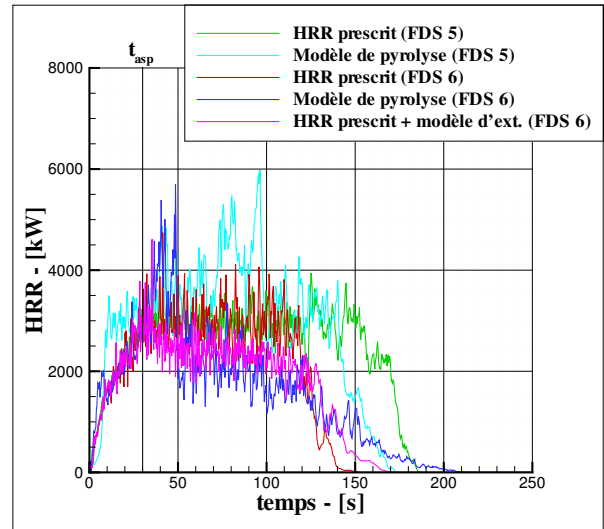


FIGURE 5.25 – Evolution du HRR avec le temps pour le cas VINNOVA pour différents modèles de pyrolyse - FDS 5 et 6

champ de concentrations en oxygène à $t = 117$ s (juste avant la décroissance du HRR due à la sous-oxygénation dans FDS 6) est présentée sur les figures 5.26 et 5.27. Nous pouvons clairement voir une zone "riche" en oxygène proche du sol dans FDS 5 alors que les concentrations à cet endroit sont plus faibles pour FDS 6. La conséquence est que le foyer sera plus rapidement sous-oxygéné dans FDS 6 que dans la version précédente, menant à un temps d'extinction plus rapide. La bonne détermination du temps d'extinction par FDS 5 utilisant le HRR prescrit serait donc, entre autres, dû à la "mauvaise" représentation du transport des espèces qui compenserait dans le bon sens l'inefficacité relative du critère d'extinction lorsque la pyrolyse est modélisée par un HRR prescrit.

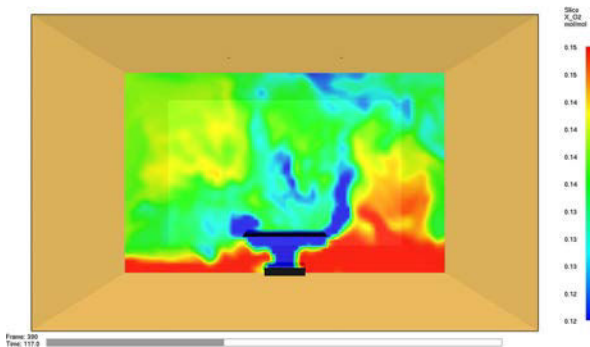


FIGURE 5.26 – Capture d'image de smokeview pour la concentration en oxygène (en mol/mol) - FDS 5

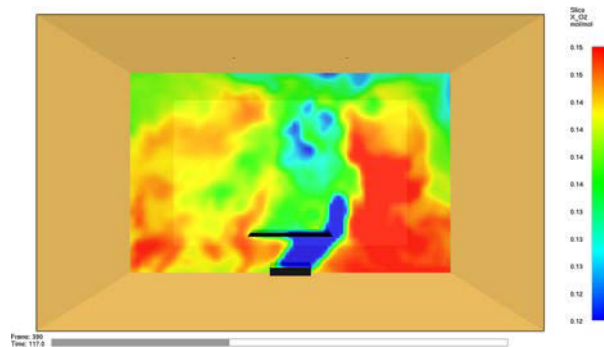


FIGURE 5.27 – Capture d'image de smokeview pour la concentration en oxygène (en mol/mol) - FDS 6

Le constat est totalement différent lorsque la pyrolyse est modélisée par une loi type Arrhénius, dont les essais sont indiqués "Modèle de pyrolyse" dans les légendes des figures 5.24 et 5.25. Nous obtenons un temps d'extinction de 177 s soit une erreur relative de 5 % avec le temps déterminé expérimentalement. Avec FDS 5, l'erreur était de 15 %. Les résultats sur l'évolution

du débit de pyrolyse avec le temps sont encore plus parlants. La figure 5.24 montre ainsi que la détermination du débit de pyrolyse est excellente lorsque l'on utilise FDS 6 avec le modèle de pyrolyse alors qu'elle était mauvaise pour ce même modèle sous FDS 5, que ce soit avant ou après déclenchement de l'aspersion. En plus de déterminer un temps d'extinction très proche de la réalité expérimentale, cette association modèle de pyrolyse / version 6 de FDS est la seule modélisation à pouvoir déterminer avec cohérence l'évolution du débit de pyrolyse, et a priori du HRR, avec le temps, sous aspersion. Rappelons qu'il est normal que la perte de masse ne soit pas nulle même après l'extinction puisque le feu s'étant éteint par inertage, la température de surface du combustible est encore élevée et mène donc à une pyrolyse toujours significative.

Nous pouvons enfin comparer ces résultats à ceux obtenus à l'aide d'un HRR prescrit sous FDS 6, mais avec l'apport du nouveau modèle d'extinction représentant la diminution du débit de pyrolyse sous l'effet du refroidissement du combustible (en rose sur les figures 5.24 et 5.25). Le débit de pyrolyse étant modélisé par une adaptation de la loi d'Arrhénius, nous obtenons globalement les mêmes tendances que pour le modèle de pyrolyse sous FDS 6. Un HRR prescrit associé au nouveau modèle d'extinction sous-prédit cependant la diminution du débit de pyrolyse. Rappelons que nous n'avions entré que très peu de données physiques sur le combustible pour les modélisation faisant appel au modèle de HRR prescrit, l'idée étant d'observer les résultats dans un cas où nous ne disposerions que de très peu d'éléments pour représenter le combustible. Il n'est donc pas anormal que le nouveau modèle d'extinction représente moins bien le débit de pyrolyse au cours du temps que la modélisation utilisant le "modèle de pyrolyse". Pour le HRR, le nouveau modèle d'extinction est capable de déterminer la première réduction entre $t = 30$ et 120 s mais décroît ensuite plus vite que la modélisation la plus représentative pour obtenir un temps d'extinction de 140 s, soit un écart relatif de 17% avec l'expérience.

5.5 Bilan

Ce chapitre avait pour but de détailler les différentes modifications de modèles apportées au code. Rappelons qu'avant ces modifications, il était impossible de réaliser des simulations prédictives d'extinction de feu par spray d'eau quand le refroidissement du combustible joue un rôle prépondérant. Le critère d'extinction attribué aux cas de refroidissement de la flamme et d'inertage était incapable de déterminer l'extinction pour nos essais expérimentaux correspondants. En revanche, les temps d'extinction obtenus sur un cas issu de la littérature étaient acceptables.

Le code de la version 6 de FDS étant disponible depuis quelques temps et sa sortie étant prévue pour fin 2013, nous avons fait le choix d'effectuer nos modifications sur celle-ci, dans une version évolutive donc. Le critère d'extinction par refroidissement de la flamme / inertage a été modifié par l'équipe de développeurs et nous avons ainsi testé les capacités de ce nouveau modèle. Il en résulte que celui-ci, au même titre que l'ancien, est incapable de déterminer l'extinction pour nos cas expérimentaux. L'apport du nouveau modèle d'extinction dédié au refroidissement du combustible permet néanmoins de prédire une diminution du HRR au moment de l'extinction expérimentale, et même l'extinction mais par refroidissement du combustible à des temps très éloignés des résultats expérimentaux. Les résultats obtenus pour le cas VINNOVA sont du même ordre que ceux obtenus avec la version 5 pour le HRR prescrit et montrent une détermination satisfaisante du temps d'extinction mais une mauvaise représentation de l'évolution du débit de pyrolyse et du HRR au cours du temps. A l'aide du modèle de pyrolyse présent dans

FDS, l'accord avec l'expérience est excellent, tant sur l'évolution du débit de pyrolyse que sur le temps d'extinction. Enfin, le nouveau modèle d'extinction utilisé conjointement à un HRR prescrit montre une amélioration conséquente par rapport aux autres cas de HRR prescrit sur la détermination du débit de pyrolyse durant aspersion. Il pourra donc être une bonne alternative au modèle de pyrolyse lorsque le combustible modélisé sera plus complexe que de l'heptane, le modèle de pyrolyse nécessitant une très bonne connaissance du combustible pour permettre une bonne modélisation de la pyrolyse et de la combustion.

Nous avons remplacé le modèle exponentiel déterminant le débit de pyrolyse durant l'aspersion par un modèle liant le débit de pyrolyse à la température de surface du combustible. Ce modèle a évolué jusqu'à atteindre une version finale qui a été testée sur un grand nombre d'essais de fioul réalisés expérimentalement. Les simulations numériques utilisées sont totalement prédictives et le modèle est capable de prédire l'extinction par refroidissement du combustible pour toutes les simulations appropriées. Nous avons des écarts relatifs allant de 4 à 71 % sur le temps d'extinction avec les données expérimentales sur les 11 essais appropriés (et même inférieurs à 50 % pour 10 d'entre eux). L'écart absolu sur le temps total est lui situé entre 4 et 41 s. Nous avons également vérifié que le modèle ne déterminerait pas l'extinction pour un cas qui ne s'éteint pas expérimentalement.

Afin d'améliorer ces écarts, nous avons tenté de modifier les modèles de température de gouttes et d'échanges entre gouttes et parois solides, qui représentent numériquement le combustible. Seul un des quatre modèles envisagés a été capable d'améliorer sensiblement les résultats sur les temps d'extinction. Ce modèle fait intervenir un temps caractéristique τ . Il est évident qu'il est possible de déterminer τ tel que le temps d'extinction corresponde à la valeur expérimentale, comme précédemment avec la version 5 de FDS et le coefficient a de l'ancien modèle d'extinction. Il reste néanmoins à déterminer si les valeurs peuvent être obtenues dans la littérature ou identifiées. Si tel est le cas, le modèle de température de gouttes gagnerait à être modifié.

Conclusion et perspectives

Conclusion

Ce travail de thèse a été consacré à l'étude des interactions entre phénomènes d'incendie et systèmes d'extinction à eau. L'étude bibliographique a montré une bonne connaissance des mécanismes d'extinction liés à l'aspersion d'eau sur un feu, grâce notamment à des études expérimentales réalisées depuis plus d'une cinquantaine d'années. Il a pu être remarqué que chaque étude présentait des résultats relativement différents selon la configuration utilisée (confinement, débit d'eau, puissance du foyer, etc.), il a donc été décidé de réaliser dans le cadre de ce travail une étude expérimentale permettant la visualisation d'un maximum de phénomènes physiques. Outre la recherche expérimentale, l'étude bibliographique a permis d'observer les avancées des outils numériques dédiés aux feux et à la modélisation des sprays d'eau dans ces codes. Dans ce domaine, FDS semble être le logiciel le plus utilisé dans le domaine scientifique en plus de l'être pour les études d'ingénierie, justifiant le choix de son emploi pour ce travail. Les modèles d'extinction sont relativement rares et ont généralement un domaine d'application plutôt restreint. Cette observation justifie quant à elle la nécessité d'améliorer la modélisation de l'extinction dans FDS.

Pour l'étude expérimentale, nous avons décidé de réaliser nos essais dans un local confiné mais bien ventilé afin d'éviter les problèmes de sous-oxygénation pour la gamme de foyers utilisée. Un des buts principaux de la campagne expérimentale étant d'observer un maximum de comportements, certaines grandeurs ont évolué au cours des essais : combustible, taille du foyer, temps de déclenchement de l'aspersion, nombre de buses et position du foyer. L'instrumentation a également évolué pour permettre de quantifier les grandeurs adéquates selon les essais (HRR, températures en phases liquide et gazeuse, concentrations en O_2 , CO_2 et CO et flux en particulier) et a fait intervenir une vingtaine de capteurs. Au total, 84 essais ont été réalisés dont 81 avec présence d'aspersion sous forme de brouillard d'eau. Entre autres, la répétabilité a été étudiée pour les différents combustibles (fioul, heptane et bûchers de bois) au préalable. La campagne expérimentale a permis d'identifier différents mécanismes d'extinction prédominants selon les configurations : refroidissement du combustible (notamment pour les feux de bûchers et ceux de fioul avec une aspersion déclenchée rapidement), refroidissement de la flamme (feux d'heptane et de fioul avec aspersion déclenchée tardivement) et effets cinétiques (feux d'heptane avec aspersion déclenchée rapidement et feux de fioul avec le bac positionné juste sous une buse). Dans tous les cas, les différents mécanismes sont présents durant l'aspersion et l'accent a été mis sur celui qui menait directement à l'extinction. La détermination du mécanisme d'extinction dominant passe par les observations visuelles et des champs de température, en particulier dans

le combustible pour les feux de liquide inflammable. La campagne expérimentale nous a permis d'observer que :

- une stratification thermique se met en place avant déclenchement de l'aspersion. Après activation du brouillard d'eau, le champ de température s'homogénéise sous l'effet dynamique lié au spray ;
- pour les feux de fioul, le temps d'aspersion nécessaire pour atteindre l'extinction augmente avec le temps de combustion libre avant déclenchement du système d'extinction, jusqu'à un temps critique. Au-delà, le temps d'extinction est beaucoup plus court et reste globalement constant quel que soit le moment du déclenchement de l'aspersion. Cette observation vient du fait que le temps d'activation du brouillard d'eau influe directement sur le HRR et le champ de température. Pour un déclenchement tardif, c'est l'évaporation importante due au champ de température élevé qui permet l'extinction grâce au refroidissement de la flamme et à l'inertage générés. L'évaporation est plus faible quand le brouillard d'eau est déclenché rapidement puisque les températures sont plus faibles. Les gouttes peuvent donc atteindre la surface du combustible et le refroidir en dessous du point d'inflammation, atteignant alors l'extinction ;
- les temps d'extinction pour l'heptane sont relativement variables pour des essais similaires, principalement du fait du faible point éclair de ce combustible (-4°C). Ainsi, même si la flamme est chassée de la surface du bac pendant une fraction de seconde, elle va pouvoir éventuellement réenflammer la totalité de la surface du bac si toutes les conditions (dynamiques et thermiques) ne sont pas réunies pour amener l'extinction ;
- les feux de bûchers nécessitent une grande quantité d'eau pour s'éteindre. De fait, quand le bûcher est placé au centre de la pièce, l'extinction est très difficile à atteindre et demande un temps d'aspersion très long. Quand au contraire il est placé directement sous une buse, l'extinction est atteinte rapidement.

Sur la base de ces connaissances développées grâce à l'étude bibliographique ainsi qu'à la campagne expérimentale, nous avons un nombre conséquent d'essais de validation pour évaluer les capacités de FDS à déterminer l'extinction à l'aide des deux modèles présents dans le code. Nous avons pu auparavant créer le modèle de la pièce et déterminer la meilleure façon de modéliser notamment la combustion et la ventilation grâce à des études de sensibilité. Sous sa forme distribuée par défaut (version 5.5.3), FDS n'est pas capable de prédire seul le temps d'extinction d'un essai puisque le modèle dédié nécessite la détermination d'un coefficient empirique. Néanmoins, les premières simulations réalisées utilisent ce modèle et nous avons déterminé pour une partie des essais le coefficient optimal, permettant de se rapprocher le plus possible du temps d'extinction observé expérimentalement. Les résultats sont peu concluants à ce niveau, puisqu'aucune tendance n'a été dégagée pour l'évolution du coefficient empirique en question en fonction des différentes grandeurs caractéristiques des essais. Ces conclusions nous ont amené à envisager une modification significative du modèle d'extinction. A l'aide de bilans de masse et d'énergie intégrés au code en post-traitement, nous avons par ailleurs pu évaluer l'importance des différents transferts d'énergie relatifs à l'injection de gouttes sur un foyer de fioul. Il en résulte que :

- l'évaporation est un phénomène dominant dans l'énergie extraite par les gouttes, représentant entre 65 et 87 % de l'énergie totale prise par les gouttes ;
- une différence significative peut être observée sur la part de l'évaporation (et donc également de la variation d'enthalpie sensible), selon que l'on se situe dans un cas de refroidissement du combustible ou de la flamme. En effet, l'évaporation prend 81 à 87 % quand le refroidissement de la flamme mène à l'extinction alors que sa part est seulement de 65 à 79 % quand l'extinction est due au refroidissement du combustible.

Pour les cas de refroidissement de la flamme et d'inertage, nous avons vu que le modèle dédié dans la version 5 de FDS n'est pas capable de déterminer l'extinction pour les essais issus de notre campagne expérimentale. Nous avons voulu vérifier si c'était un problème global du modèle ou s'il était relatif à son utilisation pour nos essais en particulier. Nous avons donc modélisé un essai issu d'une campagne mise en place par SP Fire Technology, appelée VINNOVA. Sur cet essai, le modèle permet d'obtenir des temps d'extinction relativement proches de celui observé expérimentalement, mais l'évolution du débit de pyrolyse en fonction du temps est mal représentée, même lorsque l'on utilise le modèle de pyrolyse de FDS et non un débit prescrit.

La version 6 de FDS a vu son développement progresser tout au long de ce travail de thèse et devrait sortir officiellement peu de temps après l'issue de celui-ci. Le code source étant disponible librement, nous avons fait le choix de porter nos modifications sur cette version. Nous avons tout d'abord modifié le modèle d'extinction représentant le refroidissement du combustible. L'idée est de lier le débit de pyrolyse à la température de surface du combustible, comme le décrit la loi d'Arrhénius. Cette idée a été confirmée sur la phase avant aspersion par une série d'essais mettant en œuvre un thermocouple situé sur un flotteur et mesurant ainsi la température de surface du combustible. Nous avons apporté une modification en ajoutant un terme tel que l'on obtienne l'extinction pour des températures de surface de combustible inférieures au point d'inflammation. A l'aide de ce modèle, il est maintenant possible de réaliser des simulations prédictives d'extinction sans réalisation préalable d'essais expérimentaux. Pour 11 essais appropriés simulés, les écarts sur le temps d'extinction par rapport aux valeurs expérimentales sont en moyenne de 29 % (entre 4 et 71 % pour les 11 essais). En absolu, ils sont en moyenne de 18 s, pour des valeurs allant de 5 à 41 s. Ces résultats sont évidemment perfectibles et l'une des principales pistes reste la modification du calcul du terme d'échanges entre gouttes et parois solides, ces dernières représentant également le combustible dans FDS. Le calcul de température pour les gouttes situées sur une paroi a également été soumis à diverses tentatives d'améliorations, avec des résultats de qualité variable. Cette partie nécessite encore des améliorations discutées dans le cadre des perspectives de ce travail de thèse. Le critère d'extinction par refroidissement de la flamme et inertage a été amélioré par les développeurs dans la version 6. Ce nouveau critère ne permet toujours pas de déterminer l'extinction pour les simulations de nos essais expérimentaux appropriés. En revanche, nous pouvons remarquer une amélioration pour l'essai VINNOVA par comparaison avec les résultats obtenus à l'aide de la version 5. Le modèle de pyrolyse représente maintenant parfaitement les données expérimentales pour l'évolution du débit de pyrolyse sous aspersion. Un HRR prescrit utilisé conjointement au nouveau modèle d'extinction représentant le refroidissement du combustible montre également de bien meilleurs résultats qu'un HRR prescrit sans ce modèle.

Perspectives

Nous pouvons globalement différencier les perspectives liées à la partie expérimentale de celles relatives à la partie numérique.

- Du point de vue expérimental, nous pouvons notamment envisager les perspectives suivantes :
- compléter la campagne expérimentale en réalisant des essais similaires mais à l'aide d'un système sprinkleur au lieu du brouillard d'eau et en comparant les capacités des deux systèmes à atteindre l'extinction pour des configurations proches ;

- réaliser les mêmes essais dans un local plus grand et observer si nous obtenons les mêmes mécanismes d’extinction ;
- faire évoluer la métrologie en intégrant par exemple des thermocouples dédiés à la mesure de température du bac ou permettant une détermination plus complète du champ de température dans la pièce. Une instrumentation spécifique à la détermination précise des caractéristiques des buses peut également être envisagée ;
- approfondir la répétabilité des essais d’heptane concernant l’extinction en réalisant plus de trois fois le même essai.

La priorité reste néanmoins la partie numérique et en particulier :

- la poursuite de l’amélioration du modèle de température de gouttes pour les particules situées sur des surfaces solides. Le premier point pourrait être de déterminer les temps caractéristiques τ du modèle 4 présenté dans le chapitre 5 et notamment en vérifiant dans la littérature si des valeurs exploitables existent ;
- l’amélioration du modèle d’évaporation. Des pistes ont d’ores et déjà été évoquées dans [7] et ce modèle est la piste principale pour améliorer les résultats des simulations d’essais de refroidissement de la flamme et d’inertage pour lesquels, rappelons le, le code n’est pas en mesure de déterminer l’extinction pour nos essais expérimentaux. Par ailleurs, trouver la cause exacte de ces échecs et si possible résoudre ce problème est également une perspective à envisager ;
- la simulation des essais qui ne l’ont pas été jusqu’à maintenant et grouper l’analyse des différents essais pour les bilans d’énergie pour une vision plus complète des phénomènes.

Finalement, l’ensemble des perspectives envisagées concerne l’approfondissement des connaissances sur l’extinction de feux à l’aide d’aspersion d’eau et sa modélisation. L’objectif final est de pouvoir prédire l’évolution du HRR au cours du temps durant l’aspersion (et par extension le temps d’extinction) à l’aide de FDS, pour tout type de configuration et que l’on soit dans un cas où le mécanisme d’extinction principal peut être le refroidissement du combustible ou de la flamme ou même l’inertage. Un atout considérable serait de pouvoir réaliser ces études sans avoir une connaissance extrêmement approfondie du combustible, notamment lorsque celui-ci peut être complexe, comme par exemple dans le cas d’un bûcher. En parvenant à maintenir ces objectifs, nous pourrions envisager à moyen terme la possibilité d’utiliser une version modifiée de FDS permettant des études d’ingénierie relatives à l’extinction de feux par aspersion d’eau.

Annexe A

Modèles sous-jacents aux différentes implémentations dans FDS

Nous avons présenté dans le chapitre 4 les deux bilans d'énergie intégrés au code. Les modèles utilisés pour chacun des termes calculés seront développés ici.

Dans cet annexe, Ω représente le domaine de calcul "non-bloqué", soit le volume compris dans le parallélépipède rectangle représentant la frontière du domaine (dans notre cas, la pièce) occupé par du gaz. Cette frontière est appelée $\partial\Omega$. Elle peut être divisée en deux parties telles que $\partial\Omega = \partial\Omega_1 + \partial\Omega_2$ où $\partial\Omega_1$ représente les frontières avec les parois solides et $\partial\Omega_2$ consiste en les ouvertures sur l'extérieur à travers lesquelles les gaz peuvent s'écouler. Cela peut être des fenêtres ou des portes ouvertes, ou bien encore des ventilations.

A.1 Système "flamme + gaz"

A.1.1 $\dot{Q}_{g/w}$

Nous avons vu que le terme de pertes aux parois est calculé comme un terme convecto-radiatif très proche de la paroi

$$\dot{Q}_{g/w} = \int_{\partial\Omega_1} (\dot{Q}''_{ray,g/w} + \dot{Q}''_{conv,g/w}) dA \quad (\text{A.1})$$

Nous allons maintenant présenter les termes $\dot{Q}''_{ray,g/w}$ et $\dot{Q}''_{conv,g/w}$ [33].

A.1.1.1 Terme radiatif

FDS résout l'équation du transfert radiatif dans la phase gazeuse par la méthode des volumes finis. Le flux net aux parois est tel que $\dot{Q}''_{ray,g/w} = \dot{Q}''_{ray,w,in} - \dot{Q}''_{ray,w,out}$ où

$$\dot{Q}''_{ray,w,in} = \varepsilon \int_{\mathbf{s}' \cdot \mathbf{n}_w < 0} I_w(\mathbf{s}') |\mathbf{s}' \cdot \mathbf{n}_w| \, d\Omega' \quad (\text{A.2})$$

$$\dot{Q}''_{ray,w,out} = \varepsilon \sigma T_w^4 \quad (\text{A.3})$$

A.1.1.2 Terme convectif

Le terme convectif dépend de la modélisation utilisée : Direct Numerical Simulation (DNS) ou Large Eddy Simulation (LES). Dans un calcul DNS, le flux convectif vers une paroi \dot{Q}''_{conv} est obtenu directement d'après le gradient de température des gaz à la frontière

$$\dot{Q}''_{conv,g/w} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = -\lambda \frac{T_w - T_g}{\delta n/2} \quad (\text{A.4})$$

où λ est la conductivité thermique du gaz, n la coordonnée spatiale pointant vers le solide, δn la taille d'une maille, T_g la température du gaz au centre de la maille et T_w la température de surface du solide.

Dans un calcul LES, le flux convectif vers une paroi est obtenu à partir d'une combinaison entre des corrélations de convection naturelle et forcée

$$\dot{Q}''_{conv,g/w} = h_w(T_g - T_w) \quad \text{avec} \quad h = \max \left[C |T_g - T_w|^{\frac{1}{3}}, \frac{\lambda}{L} 0.037 \text{Re}^{\frac{4}{5}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \right] \quad (\text{A.5})$$

où C est le coefficient de convection naturelle (1.52 pour une surface horizontale et 1.31 pour une surface verticale), L est la longueur caractéristique liée à la taille de l'obstruction physique, λ est la conductivité thermique et les nombres de Reynolds (Re) et de Prandtl (Pr) sont basés sur les écoulements le long de l'obstruction. L est pris égal à 1 m par défaut.

A.1.2 $\dot{Q}_{adv,g}$

Le terme de pertes aux ouvrants tel qu'il est décrit dans le guide de l'utilisateur FDS reflète parfaitement la réalité physique du phénomène et vaut

$$\dot{Q}_{adv,g} = \int_{\partial\Omega_2} c_p \rho (T_g - T_\infty) \mathbf{u} \cdot d\mathbf{S} + \int_{\partial\Omega_2} \dot{Q}''_{ray,g/e} \, dA \quad (\text{A.6})$$

Dans des cas de feux confinés, on peut considérer que les pertes radiatives vers les ouvrants sont négligeables devant celles vers les murs étant donné le rapport de surface entre ceux-ci. On peut alors écrire

$$\dot{Q}_{adv,g} = \int_{\partial\Omega_2} c_p \rho (T_g - T_\infty) \mathbf{u} \cdot d\mathbf{S} \quad (\text{A.7})$$

Si ce modèle est celui présenté dans la documentation de FDS, cela ne semble pas être ce que calcule véritablement le logiciel. Pour illustrer cette remarque, la modélisation du cas Hamins [16] a été réalisée. Les résultats obtenus pour les pertes à travers la porte sont présentés dans la figure A.1.

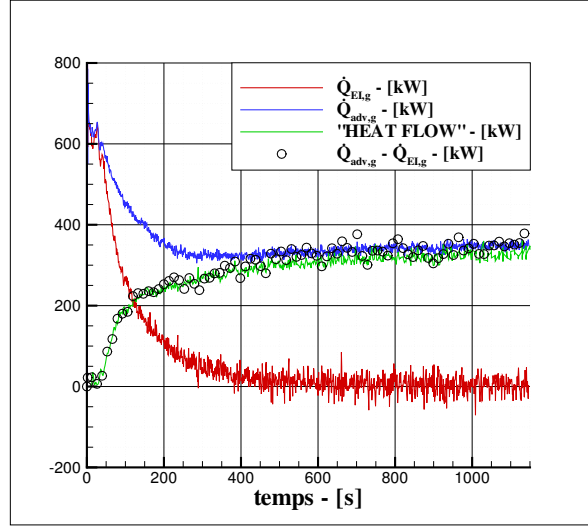


FIGURE A.1 – Pertes advectives

La figure A.1 montre la différence entre une sortie "HEAT FLOW" qui calcule donc l'énergie advectée à travers l'ouverture, les pertes advectives calculées par défaut dans FDS, et ce même terme auquel on retranche la variation d'enthalpie sensible de la phase gazeuse, elle aussi représentée. On remarque une grande différence aux temps courts entre les résultats obtenus à l'aide d'une sortie "HEAT FLOW" et ceux présentés dans le fichier *_hrr.csv, issus d'un calcul a priori identique. En retranchant le terme de variation d'enthalpie sensible à celui-ci, on retrouve bien les résultats obtenus à l'aide du capteur. Cela confirme que le calcul de pertes advectives dans FDS prend également en compte la variation d'enthalpie sensible de la phase gazeuse, dont le modèle est décrit ci-après. Une modification du code source de FDS a donc été effectuée afin de différencier ces deux termes.

A.1.3 $\dot{Q}_{ES,g}$

La chaleur n'est pas directement transmise aux parois ou vers les ouvrants. En effet, aux temps courts, l'énergie dégagée par la combustion servira en premier lieu à chauffer les gaz environnants. Ce modèle, absent du code par défaut, a été implémenté et s'écrit de la manière suivante

$$\dot{Q}_{ES,g} = \frac{\partial H}{\partial t} = \int_{\Omega} \left(\frac{\partial(\rho_g c_{p,g}(T_g - T_\infty))}{\partial t} \right) dV \quad (\text{A.8})$$

A.1.4 $\dot{Q}_{conv,g/p}$

Le terme convectif entre les gouttes et les gaz est décrit à l'aide de corrélations empiriques. De la même manière que les échanges convectifs entre la phase gazeuse et les parois solides, il s'écrit

$$\dot{Q}_{conv,g/p}'' = h_p(T_g - T_p) \quad (\text{A.9})$$

Le coefficient de transfert thermique s'écrit :

$$h_p = \frac{\text{Nu} \lambda}{L} \quad ; \quad \text{Nu} = \begin{cases} 2 + 0.6 \text{Re}^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} & \text{gouttes} \\ 0.037 \text{Re}^{\frac{4}{5}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} & \text{film} \end{cases} \quad (\text{A.10})$$

avec Nu le nombre de Nusselt, λ la conductivité thermique du gaz, Pr le nombre de Prandtl (supposé égal à 0.7 dans les deux cas), Re le nombre de Reynolds et L une longueur caractéristique.

A.1.5 $\dot{Q}_{ray,g/p}$

Pour chaque goutte, la puissance radiative cédée aux gouttes par le milieu environnant est calculée de la manière suivante :

$$\dot{Q}_{ray,g/p} = \frac{m_p}{\rho_p(\mathbf{x})} \kappa_p(\mathbf{x}) [U(\mathbf{x}) - 4\pi I_{b,p}(\mathbf{x})] \quad (\text{A.11})$$

Avec m_p la masse de la goutte, $\rho_p(\mathbf{x})$ la densité de gouttes dans la cellule, κ_p le coefficient d'absorption des gouttes, $U(\mathbf{x})$ l'intensité totale intégrée et $I_{b,p}$ le terme d'émission des gouttes.

A.2 Système "gouttes"

A.2.1 $\dot{Q}_{ES,p}$

Comme pour les gaz, on écrit la variation d'enthalpie sensible des gouttes

$$\dot{Q}_{ES,p} = \int_{\Omega} \left(\frac{\partial(\rho_p c_{p,p}(T_p - T_{p,0}))}{\partial t} \right) dV \quad (\text{A.12})$$

A.2.2 \dot{Q}_{evap}

Le terme d'évaporation vaut simplement le débit massique d'évaporation multiplié par la chaleur latente de vaporisation de l'eau :

$$\dot{Q}_{evap} = L_v \dot{m}_{evap,g} \quad (\text{A.13})$$

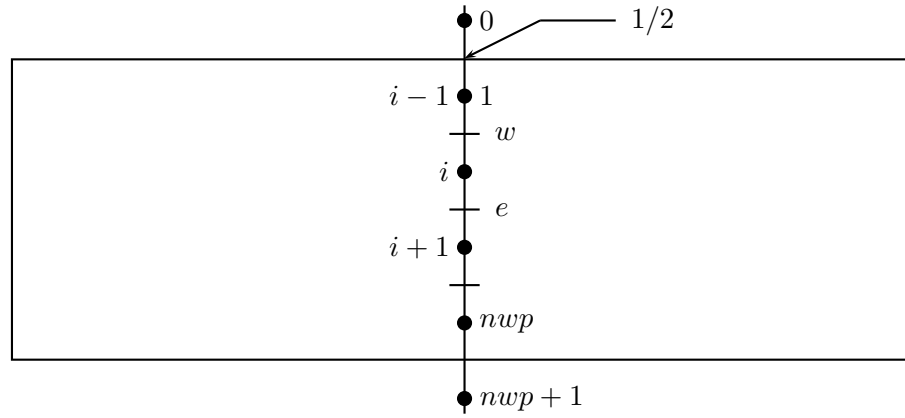
A.2.3 $\dot{Q}_{w/p}$

Les échanges de chaleur entre les gouttes et les murs sont déterminés à l'aide d'un coefficient d'échange h_w . Ils s'écrivent ainsi

$$\dot{Q}_{w/p}'' = h_w (T_w - T_p) \quad (\text{A.14})$$

avec $h_w = 300 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

A.3 Calcul de conduction



A.3.1 Ecriture

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + \dot{q} \quad (\text{A.15})$$

$$\Leftrightarrow \rho c_p \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = \frac{\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_e - \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_w}{\Delta x_i} + \dot{q} \quad (\text{A.16})$$

avec $\lambda_e \equiv \lambda_i$, $\Delta x_e \equiv \Delta x_i$, $\lambda_w \equiv \lambda_{i-1}$ et $\Delta x_w \equiv \Delta x_{i-1}$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow T_i^{n+1} - T_i^n &= \frac{\lambda_i \Delta t (T_{i+1}^{n+1} + T_{i+1}^n) - (T_i^{n+1} + T_i^n)}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} \\ &\quad - \frac{\lambda_{i-1} \Delta t (T_i^{n+1} + T_i^n) - (T_{i-1}^{n+1} + T_{i-1}^n)}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} \\ &\quad + \dot{q} \frac{\Delta t}{\rho c_p} \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow \left(1 + \frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} + \frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} \right) T_i^{n+1} &= T_i^n \\ &\quad + \frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} (T_{i+1}^n - T_i^n) \\ &\quad - \frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} (T_i^n - T_{i-1}^n) \\ &\quad + \dot{q} \frac{\Delta t}{\rho c_p} \\ &\quad + \frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} T_{i+1}^{n+1} \\ &\quad + \frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} T_{i-1}^{n+1} \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

On appelle

$$j_i = -\frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}}$$

$$k_i = -\frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}}$$

$$l_i = \left(1 + \frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} + \frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} \right) = 1 - j_i - k_i$$

$$m_i = T_i^n + \frac{\lambda_i \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i+1,i}} (T_{i+1}^n - T_i^n) - \frac{\lambda_{i-1} \Delta t}{2\rho c_p \Delta x_i \Delta x_{i-1,i}} (T_i^n - T_{i-1}^n) + \dot{q} \frac{\Delta t}{\rho c_p}$$

L'équation A.18 peut donc s'écrire

$$m_i^{n+1} = k_i^{n+1} T_{i-1}^{n+1} + l_i^{n+1} T_i^{n+1} + j_i^{n+1} T_{i+1}^{n+1} \quad (\text{A.19})$$

Dans le code, j_i , k_i , l_i et m_i s'appellent respectivement AAS, BBS, DDS et CCS.

A.3.2 Condition limite "front"

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \dot{q}_c'' + \dot{q}_r'' + \dot{q}_d'' \quad (\text{A.20})$$

$$\Leftrightarrow -\lambda \frac{T_1''^{n+1} - T_0''^n}{\Delta x_0} = \dot{q}_c''^{n+1} + \dot{q}_r''^{n+1} + \dot{q}_d''^{n+1} \quad (\text{A.21})$$

avec

$$\dot{q}_c''^{n+1} = h(T_g - 0.5(T_{1/2}^n + T_{1/2}^{n+1})) \quad (\text{A.22})$$

$$\dot{q}_r''^{n+1} = \dot{q}_r''^n - 4\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3}(T_{1/2}^{n+1} - T_{1/2}^n) \quad (\text{A.23})$$

et

$$T_{1/2}^n = \frac{T_0^n + T_1^n}{2} \quad (\text{A.24})$$

L'équation A.21 devient donc

$$\begin{aligned} -\frac{\lambda}{\Delta x_0} T_1^{n+1} + \frac{\lambda}{\Delta x_0} T_0^{n+1} &= h \left(T_g - 0.5 \left(T_{1/2}^n + \frac{T_0^{n+1} + T_1^{n+1}}{2} \right) \right) \\ &\quad + \dot{q}_d''^{n+1} + \dot{q}_r''^n + 4\epsilon\sigma T_{1/2}^{n4} \\ &\quad - 4\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3} \left(\frac{T_0^n + T_1^n}{2} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.25})$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow T_0^{n+1} \left(\frac{\lambda}{\Delta x_0} + 0.25 h + 2\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3} \right) &= T_1^{n+1} \left(\frac{\lambda}{\Delta x_0} - 0.25 h - 2\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3} \right) \\ &\quad + \dot{q}_d''^{n+1} + \dot{q}_r''^n + h T_g - 0.5 h T_{1/2}^n \\ &\quad + 4\epsilon\sigma T_{1/2}^{n4} \end{aligned} \quad (\text{A.26})$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow T_0^{n+1} &= T_1^{n+1} \frac{\frac{\lambda}{\Delta x_0} - (0.25 h + 2\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3})}{\frac{\lambda}{\Delta x_0} + (0.25 h + 2\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3})} \\ &\quad + \frac{h(T_g - 0.5 T_{1/2}^n) + 3\epsilon\sigma T_{1/2}^{n4} + \dot{q}_d''^{n+1} + \dot{q}_r''^n}{\frac{\lambda}{\Delta x_0} + (0.25 h + 2\epsilon\sigma T_{1/2}^{n3})} \end{aligned} \quad (\text{A.27})$$

A.3.3 Calcul dans le mur

Le calcul de la température dans le mur (cf. équation A.19) s'écrit sous forme matricielle de la façon suivante :

$$AT_{new} = LUT_{new} = M \quad (\text{A.28})$$

où A est une matrice tridiagonale qui admet une décomposition LU. Pour simplifier l'écriture, nous écrirons une matrice A de taille 3 x 3, le calcul effectué au deuxième indice étant représentatif des opérations réalisées à l'intérieur du mur, quelle que soit la taille de la matrice. M correspond aux m_i .

$$A = \begin{pmatrix} a & f & 0 \\ d & b & g \\ 0 & e & c \end{pmatrix} \quad (\text{A.29})$$

où les diagonales supérieure, principale et inférieure représentent respectivement les j_i , k_i et l_i (et donc $a = l_1$, $b = l_2$, $c = l_3$, $d = k_2$, $e = k_3$, $f = j_1$ et $g = j_2$).

On a donc

$$L = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \frac{d}{a} & 1 & 0 \\ 0 & \frac{e}{b - \frac{df}{a}} & 1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.30})$$

et

$$U = \begin{pmatrix} a & f & 0 \\ 0 & b - \frac{df}{a} & g \\ 0 & 0 & c - \frac{eg}{b - \frac{df}{a}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.31})$$

Soit $UT_{new} = M_{new}$

On a $LB_{new} = M$

$$\Leftrightarrow \begin{pmatrix} 1 & f & 0 \\ \frac{d}{a} & 1 & g \\ 0 & \frac{e}{b - \frac{df}{a}} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m_{1,new} \\ m_{2,new} \\ m_{3,new} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_3 \end{pmatrix} \quad (\text{A.32})$$

Pour $i = 1$,

$$m_{1,new} = \overline{m}_1 \quad (\text{A.33})$$

Pour $i = 2$,

$$\begin{aligned} \frac{d}{a}m_{1,new} + m_{2,new} &= m_2 \\ \Leftrightarrow m_{2,new} &= m_2 - \frac{d}{a}m_{1,new} \\ \Leftrightarrow m_{i,new} &= m_i - \frac{k_i}{l_{i-1}}m_{i-1,new} \end{aligned} \quad (\text{A.34})$$

et

$$l_{2,new} = b - \frac{df}{a} = l_i - \frac{k_i j_{i-1}}{l_{i-1}}$$

Pour $i = 3$,

$$\begin{aligned} \frac{e}{b - \frac{df}{a}}m_{2,new} + m_{3,new} &= m_3 \\ \Leftrightarrow m_{3,new} &= m_3 - \frac{e}{b - \frac{df}{a}}m_{2,new} \\ \Leftrightarrow m_{i,new} &= m_i - \frac{k_i}{l_{i-1}}m_{i-1,new} \end{aligned} \quad (\text{A.35})$$

et

$$l_{3,new} = c - \frac{eg}{b - \frac{df}{a}} = l_i - \frac{k_i j_{i-1}}{l_{i-1}}$$

$$UT_{new} = M_{new}$$

$$\Leftrightarrow \begin{pmatrix} a & f & 0 \\ 0 & b - \frac{df}{a} & g \\ 0 & 0 & c - \frac{eg}{b - \frac{df}{a}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{1,new} \\ T_{2,new} \\ T_{3,new} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_{1,new} \\ m_{2,new} \\ m_{3,new} \end{pmatrix} \quad (\text{A.36})$$

On a donc les termes $l_{i,new}$ sur la diagonale principale et les termes j_i sur la diagonale supérieure

Pour $i = 3$,

$$\begin{aligned} \left(c - \frac{eg}{b - \frac{df}{a}} \right) T_{3,new} &= m_{3,new} \\ \Leftrightarrow T_{3,new} &= \frac{m_{3,new}}{c - \frac{eg}{b - \frac{df}{a}}} \end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow T_{3,new} = \frac{m_{3,new}}{l_{i,new}} \quad (\text{A.37})$$

Pour $i = 2$,

$$\begin{aligned} \left(b - \frac{df}{a}\right) T_{2,new} + g T_{3,new} &= m_{2,new} \\ \Leftrightarrow T_{2,new} &= \frac{m_{2,new} - g T_{3,new}}{b - \frac{df}{a}} \\ \Leftrightarrow T_{i,new} &= \frac{m_{i,new} - j_i T_{i+1,new}}{l_{i,new}} \end{aligned} \quad (\text{A.38})$$

Pour $i = 1$,

$$\begin{aligned} a T_{1,new} + f T_{2,new} &= m_{1,new} \\ \Leftrightarrow T_{1,new} &= \frac{m_{1,new} - f T_{2,new}}{a} \\ \Leftrightarrow T_{i,new} &= \frac{m_{i,new} - j_i T_{i+1,new}}{l_{i,new}} \end{aligned} \quad (\text{A.39})$$

Bibliographie

- [1] *VDI Heat Atlas*. Springer-Verlag, 2006.
- [2] R.L. ALPERT : Numerical modeling of the interaction between automatic sprinkler sprays and fire plumes. *Fire Safety Journal*, 9:157–163, 1985.
- [3] M. ARVIDSON et T. HERTZBERG : The vinnova water mist project : A description of the 500 m³ machinery space test. *SP Report*, 19, 2003.
- [4] G.G. BACK III, C.L. BEYLER et R. HANSEN : Quasi-steady-state model for predicting fire suppression in spaces protected by water mist systems. *Fire Safety Journal*, 35:327–362, 2000.
- [5] C. BEYLER : Flammability limits of premixed and diffusion flames. *SFPE Handbook of fire protection engineering*, pages 2.172–2.187, 2002.
- [6] R.G. BILL, R.L. HANSEN et K. RICHARDS : Fine-spray (water mist) protection of shipboard engine rooms. *Fire Safety Journal*, 29:317–336, 1997.
- [7] E. BLANCHARD : *Modélisation de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en tunnel*. Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, 2011.
- [8] M.M. BRAIDECH, J.A. NEALE, A.F. MATSON et R.E. DUFOUR : The mechanisms of extinguishment of fire by finely divided water. *Underwriters Laboratories Inc. for the National Board of Fire Underwriters*, page 73, 1955.
- [9] C.J. CHEN, W.D. HSIEH, W.C. HU, C.M. LAI et T.H. LIN : Experimental investigation and numerical simulation of a furnished office fire. *Building and Environment*, 45:2735–2742, 2010.
- [10] W.K. CHOW et Y.L. CHEUNG : Simulation of sprinkler-hot layer interaction using a field model. *Fire and Materials*, 18:359–379, 1994.
- [11] B. CONG, G. LIAO, B. YAO, J. QIN et W. CHOW : Numerical studies on extinguishing solid fires by water mist. *Journal of Applied Fire Science*, 18:241–270, 2008.
- [12] D. DRYSDALE : Thermochemistry. *SFPE Handbook of fire protection engineering*, pages 1.91–1.98, 2002.
- [13] Q.Y. DUAN, V.K. GUPTA et S. SOROOSHIAN : Shuffled complex evolution approach for effective and efficient global minimization. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 76:501–521, 1993.
- [14] J. FLOYD, C. WEINSHENK et R. MCDERMOTT : A generic combustion modeling and species transport framework for fire dynamics simulator. *In 13th International Fire Science & Engineering Conference*, University of London, UK, Juin 2013.

- [15] G. GUIGAY, J. ELÍASSON, D. GOJKOVIC, L.-G. BENGTSSON et B. KARLSSON : The use of CFD calculations to evaluate fire-fighting tactics in a possible backdraft situation. *Fire Technology*, 45:287–311, 2009.
- [16] A. HAMINS, E. JOHNSON, M. DONNELLY et A. MARANGHIDES : Energy balance in a large compartment fire. *Fire Safety Journal*, 43:180–188, 2008.
- [17] A. HAMINS et K. MCGRATTAN : Reduced-scale experiments to characterize the suppression of rack storage commodity fires. Rapport technique, National Institute of Standards and Technology, 1999.
- [18] A. HAMINS et K. MCGRATTAN : 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*, Worcester Polytechnic Institute, USA, Juin 2003.
- [19] J. HUA, K. KUMAR, B.C. KHOO et H. XUE : A numerical study of the interaction of water spray with a fire plume. *Fire Safety Journal*, 37:631–657, 2002.
- [20] C. HUGGETT : Estimation of the rate of heat release by means of oxygen consumption. *Journal of fire and materials*, 12:61–65, 1980.
- [21] M. JANSSENS : Measuring rate of heat release by oxygen consumption. *Fire Technology*, 27:234–249, 1991.
- [22] M. JANSSENS : Calorimetry. *SFPE Handbook of fire protection engineering*, pages 3.33–3.62, 2002.
- [23] A. JONES et P.F. NOLAN : Discussions on the use of fine water sprays or mists for fire suppression. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 8:17–22, 1995.
- [24] M.B. KIM, Y.J. JANG et J.K. KIM : Burning rate of a pool fire with downward-directed sprays. *Fire Safety Journal*, 27:37–48, 1997.
- [25] M.B. KIM, Y.J. JANG et M.O. YOON : Extinction limit of a pool fire with a water mist. *Fire Safety Journal*, 28:295–306, 1997.
- [26] S.C. KIM et H.S. RYOU : An experimental and numerical study on fire suppression using a water mist in an enclosure. *Building and Environment*, 38:1309–1316, 2003.
- [27] S.C. KIM et H.S. RYOU : The effect of water mist on burning rates of pool fire. *Journal of Fire Sciences*, 22:305–323, 2004.
- [28] A. LAMORLETTE et A. COLLIN : Analytical quantification of convective heat transfer inside vegetal structures. *International Journal of Thermal Sciences*, 55:4.607–4.617, 2012.
- [29] R.S. MAGEE et R.D. REIDTZ : Extinguishment of radiation augmented plastic fires by water sprays. In *15th international symposium on combustion*, 1974.
- [30] J.R. MAWHINNEY et G.G. BACK III : Water mist fire suppression systems. *SFPE Handbook of fire protection engineering*, pages 4.311–4.337, 2002.
- [31] J.R. MAWHINNEY, B.Z. DLUGOGORSKI et A.K. KIM : A closer look at the fire extinguishing properties of water mist. In *4th International Symposium on Fire Safety Science*, Ottawa Congress Centre, Canada, Juillet 1994.
- [32] J.R. MAWHINNEY et J. TRELLES : Testing water mist systems against large fires in tunnels : Integrating test data with CFD simulations. 2009.
- [33] K.B. MCGRATTAN, S. HOSTIKKA et J.E. FLOYD : Fire dynamics simulator (version 5), technical reference guide. Rapport technique, National Institute of Standards and Technology, 2007.

-
- [34] K.B. McGRATTAN, S. HOSTIKKA et J.E. FLOYD : Fire dynamics simulator (version 5), user's guide. Rapport technique, National Institute of Standards and Technology, 2007.
- [35] R. MEYRAND : *Contribution à l'étude de l'usage du brouillard d'eau dans la lutte contre les incendies en tunnels ventilés longitudinalement*. Thèse de doctorat, ENSMA, 2009.
- [36] S. NAM : Development of a computational model simulating the interaction between a fire plume and a sprinkler spray. *Fire Safety Journal*, 26:1–33, 1996.
- [37] F. NMIRA : *Modélisation et simulation numérique de l'interaction entre un feu et un brouillard d'eau*. Thèse de doctorat, Université de Provence, 2007.
- [38] N. O'GRADY et V. NOVOZHILOV : Large eddy simulation of sprinkler interaction with a fire ceiling jet. *Combustion Science and Technology*, 181:984–1006, 2009.
- [39] W.J. PARKER : Calculations of the heat release rate by oxygen consumption for various applications. *Journal of Fire Sciences*, 2:380–395, 1984.
- [40] G. PIANET : *Simulation 3D non-stationnaires dédiées à l'investigation de processus de sédimentation à forte dynamique*. Thèse de doctorat, Université Bordeaux I, 2005.
- [41] K. PRASAD, C. LI et K. KAILASANATH : Simulation of water mist suppression of small scale methanol liquid pool fires. *Fire Safety Journal*, 33:185–212, 1999.
- [42] K. PRASAD, G. PATNAIK et K. KAILASANATH : A numerical study of water-mist suppression of large scale compartment fires. *Fire Safety Journal*, 37:569–589, 2002.
- [43] D.J. RASBASH et Z.W. ROGOWSKI : Extinction of fires in liquids by cooling with water sprays. *Combustion and Flame*, 1:453–466, 1957.
- [44] D.J. RASBASH, Z.W. ROGOWSKI et G.W.V. STARK : Mechanisms of extinction of liquid fires with water sprays. *Combustion and Flame*, 4:223–234, 1960.
- [45] T.S. RAVIGURURAJAN et M.R. BELTRAN : A model for attenuation of fire radiation through water droplets. *Fire Safety Journal*, 15:171–181, 1989.
- [46] J. RICHARD : *Interaction d'un brouillard d'eau avec un feu de nappe à l'échelle laboratoire. Effets physicochimiques et influence sur le rayonnement*. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2001.
- [47] J. RICHARD, J.P. GARO, J.M. SOUIL et J.P. VANTELON : On the determination of soot and droplet concentration and velocity fields during the addition of a water mist on a liquid pool fire at laboratory scale. In *7th International Symposium on Fire Safety Science*, Worcester, USA, Juin 2002.
- [48] J. RICHARD, J.P. GARO, J.M. SOUIL et J.P. VANTELON : On the flame structure at the base of a pool fire interacting with a water mist. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27:439–448, 2003.
- [49] J. RICHARD, J.P. GARO, J.M. SOUIL, J.P. VANTELON et D. LEMONNIER : 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*, 2002.
- [50] A.Y. SNEGIREV et A.L. LIPJAINEN : Modeling and simulations of fine water spray in buoyant turbulent diffusion flame. *Heat Transfer Research*, 39:133–149, 2008.
- [51] F. TAMANINI : Application of water sprays to the extinguishment of crib fires. *Combustion Science and Technology*, 14:17–23, 1976.
- [52] F. TAMANINI : A study of the extinguishment of vertical wooden slabs in self-sustained burning by water spray application. *Combustion Science and Technology*, 14:1–15, 1976.

- [53] A. TEWARSON : Generation of heat and chemical compounds in fires. *SFPE Handbook of fire protection engineering*, pages 3.82–3.161, 2002.
- [54] M. THORNTON : The relation of oxygen to the heat of combustion of organic compounds. *Philosophical Magazine and Journal of Science*, 43, 1917.
- [55] J. TRELLES et J.R. MAWHINNEY : CFD investigation of large scale pallet stack fires in tunnels protected by water mist systems. *Journal of Fire Protection Engineering*, 20:149–198, 2010.
- [56] J. VAARI, J. FLOYD et R. MCDERMOTT : CFD simulations on extinction of co-flow diffusion flames. In *10th International Symposium on Fire Safety Science*, University of Maryland, USA, Juin 2011.
- [57] J. VAARI, S. HOSTIKKA, T. SIKANEN et A. PAAJANEN : Numerical simulations on the performance of water-based fire suppression systems. *VTT Technology*, 54, 2012.
- [58] B. XIAO : Comparison of numerical and experimental results of fire induced doorway flows. 2010.
- [59] Q.Y. XIE, L. ZHANG et H.P. ZHANG : Experimental study on water spray suppression on burning upholstered chair in an enclosure with different application times. *Fire and Materials*, 33:245–253, 2009.
- [60] D. YANG, L.H. HU, Y.Q. JIANG, R. HUO, S. ZHU et X.Y. ZHAO : Comparison of FDS predictions by different combustion models with measured data for enclosure fires. *Fire Safety Journal*, 45:298–313, 2010.
- [61] L. YANG, J. ZHAO et Z. XU : Calculation of fire extinguishment time with water mist in an enclosed room. *Journal of Thermal Science*, 19:561–566, 2010.
- [62] P. YANG, T. LIU et X. QIN : Experimental and numerical study on water mist suppression system on room fire. *Building and Environment*, 45:2309–2316, 2010.
- [63] B. YAO, W. FAN et G. LIAO : Interaction of water mists with a diffusion flame in a confined space. *Fire Safety Journal*, 33:129–139, 1999.
- [64] H.Z. YU, J. LEE et H.C. KUNG : Suppression of rack-storage fires by water. In *4th International Symposium on Fire Safety Science*, Ottawa Congress Centre, Canada, Juillet 1994.

Résumé

Ce travail est consacré à l'étude des interactions entre combustible, flamme et gouttes d'eau générées par des systèmes de type brouillard d'eau. Il est complété par le développement d'un modèle d'extinction dans le logiciel FDS (Fire Dynamics Simulator), code CFD largement utilisé dans la communauté scientifique et dans l'ingénierie. L'acquisition de connaissances sur les phénomènes physiques induits par l'application d'un spray sur un feu résulte de l'analyse d'une campagne expérimentale à échelle réelle. 84 essais de feux confinés et ventilés ont ainsi été réalisés faisant intervenir un brouillard d'eau et une instrumentation qui permet d'étudier l'influence sur l'extinction : du combustible, du temps de combustion avant déclenchement du brouillard d'eau, du diamètre du bac pour les feux de liquide inflammable, du nombre de buses et du placement du foyer. L'ajout d'un post-traitement au logiciel FDS sous la forme de bilans de masse et d'énergie dans le code permet de compléter les observations expérimentales et de quantifier l'importance des différents transferts thermiques avant et pendant l'aspersion d'eau. Deux modèles complémentaires permettent de déterminer l'extinction par refroidissement du combustible et par refroidissement de la flamme / inertage. Ils sont étudiés pour des cas appropriés sur les versions 5 et 6 de FDS. La capacité du code complet modifié à prédire l'extinction est évaluée.

Mots-clés: feu, extinction, brouillard d'eau, expérimental, modélisation, FDS

Abstract

This work is devoted to the study of interactions between fuel, flame and water droplets generated by water mist systems. It is completed by an extinction model development in FDS (Fire Dynamics Simulator) software, which is a CFD code widely used in the scientific and engineering communities. Knowledge on physical phenomena induced by water application on fire are acquired thanks to an experimental campaign at real scale. 84 confined and ventilated fire tests have been carried out involving water mist and metrology allowing to study the influence on extinction of : fuel, combustion time before water mist application, pool diameter for liquid fuel fires, number of nozzles and fuel location. A post-processing in the form of mass and energy balances has been added to FDS, allowing to complete experimental observations and to quantify the different heat transfer modes before and during water application. Two complementary models allow extinction determination by fuel cooling and flame cooling / inerting effects. Their capability is analysed for appropriate cases on the versions 5 and 6 of FDS. The capability of the complete modified code to predict extinction is finally evaluated.

Keywords: fire, extinction, water mist, experimental, modeling, FDS