



THESE

Présentée et soutenue publiquement le 12 Novembre 2018

pour l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITE D'AIX-MARSEILLE

Spécialité : ENERGETIQUE

Ecole Doctorale 353, Sciences pour l'Ingénieur : Mécanique, Physique, Micro et

Nanoélectronique

par

Maxime MENSE

***Etude des régimes d'instabilités de combustion
basse fréquence lors d'un incendie dans une
enceinte mécaniquement ventilée***

Président :

Pascal BOULET Professeur, LEMTA/Université de Lorraine

Rapporteurs :

Alexis COPPALLE Professeur, CORIA/INSA de Rouen

Thomas ROGAUME Professeur, IRIAF/Institut P'/Université de Poitiers

Examineurs :

Christine LALLEMAND Expert Référent Incendie, Chef du Groupe PLS de DGA Tn

Bart MERCI Professeur, Université de Gent (Belgique)

Encadrants :

Yannick PIZZO Ingénieur de Recherche, CNRS (co-Directeur de thèse)

Bernard PORTERIE Professeur, IUSTI/Aix-Marseille Université (Directeur de thèse)

Hugues PRETREL Ingénieur de Recherche, IRSN

Remerciements

Je tiens, tout d'abord, à remercier chaleureusement l'ensemble des membres du jury pour avoir accepté de juger mon travail. Je remercie en particulier Pascal Boulet, Professeur à l'Université de Lorraine, pour avoir présidé le jury, ainsi que Thomas Rogau, Professeur à l'Université de Poitiers, et Alexis Coppalle, Professeur à l'INSA de Rouen, pour avoir rapporté ce travail. Je tiens aussi à remercier Bart Merci, Professeur à l'Université de Gent et Christine Lallemand, expert référent incendie à DGA Tn, pour avoir examiné mes travaux de thèse.

Je tiens à remercier le professeur Bernard Porterie pour avoir dirigé mes travaux pendant ces trois années de thèse. Il m'a consacré beaucoup de temps, notamment sur la partie numérique. Il a su m'apporter son expertise et sa culture scientifique. Merci pour tout ce que vous avez pu faire pour moi chef, ce que vous avez réussi à m'apporter aussi bien scientifiquement qu'humainement. Je sors grandi de cette expérience de thèse. Merci pour tout !

Je remercie également mon co-directeur de thèse, le docteur Yannick Pizzo, qui a su me transmettre ses qualités de rigueur et d'analyse. Yannick, en plus de tout ce que tu m'as apporté scientifiquement, ce que j'aimerais retenir de ces trois années de thèse, ce sont tous les bons moments que l'on a pu passer ensemble. Tu as toujours été présent pour moi et je suis fier de te compter parmi mes amis.

Je souhaite remercier Hugues Prétrel, ingénieur chercheur à l'IRSN de Cadarache et encadrant de ma thèse pour l'aide et le soutien qu'il m'a apportés tout au long de cette thèse. Il a su me mettre en confiance, m'écouter et soutenir mes initiatives.

Merci à vous Jean-Claude Loraud, Professeur Emérite à l'Université d'Aix-Marseille, pour toutes ces discussions que l'on a pu avoir ensemble le matin au café.

Merci à Jean Battiston, chef de service, et Joëlle Fleurot, adjointe au chef de service pour m'avoir permis de réaliser mes essais et une très grande partie de ma thèse au sein du service SA2I de l'IRSN. Je remercie également Sylvain Suard, chef du laboratoire d'expérimentations des feux (LEF) de l'IRSN où j'ai réalisé les essais.

Je ne peux pas, dans ces remerciements ne pas parler de Serge Pons, Technicien à l'IRSN de Cadarache, qui a été pour moi un vrai pilier au sein de l'IRSN. Si le dispositif NYX a pu être mis en place aussi rapidement et fonctionner si bien, c'est grâce à ses compétences et à son abnégation, tout le mérite lui revient. Je voudrais également remercier Paul Pelletier, alias Mitroglou, qui m'a permis d'avoir une acquisition « chromé laser ». Merci à Olivier Bouygues, le rouquin de l'équipe, sans qui la mesure de perte de masse, très importante pour cette thèse, n'aurait pu être possible. Monsieur BASSO, pour ses importantes mesures de concentrations de gaz, Fred pour ses indispensables enregistrements vidéo, Vincent pour sa bonne humeur, merci à vous aussi Michel. Un grand merci aussi à Pascale, J-P, Pascal et Mickael pour les diverses discussions scientifiques, Philippe pour m'avoir consacré du temps à trouver la meilleure façon de déterminer cette fréquence d'oscillations basse-fréquence, Willy et tous les autres membres du laboratoire d'expérimentation des

feux sans qui ce travail expérimental n'aurait pu être mené à bien sans leur disponibilité et leur accueil chaleureux.

Je remercie également Kévin, Nathalie mais aussi Patriccio avec qui la cohabitation s'est très bien passée et Romain, c'est la dernière ligne droite pour vous, je vous soutiens, allez ! Merci aussi à Fabien et à Nina, bon courage pour ta thèse. Une mention spéciale, pour Ahmed, j'espère qu'on restera toujours en contact à l'avenir, car tu es une très bonne personne. Mon frère Matthieu, ou Mattéo, pour les discussions que l'on a pu avoir ensemble, tu m'as toujours mis à l'aise et rassuré. Et enfin David, on a pu partager le même bureau pendant nos thèses respectives, ce qui nous a permis de nous soutenir « psychologiquement » mais aussi de nous rassurer tout au long de ces années. Je suis vraiment ravi d'avoir rejoint la DGA et ainsi pouvoir continuer à travailler avec toi.

Un grand merci à mes amis qui ont toujours été là pour moi, Al, Ju, Nony, Cam's, Benj, Mattéo, Michou, Glad, Jimmy, Papa, Tic & Tac mais aussi Richard et Loïc.

En remerciant mes deux co-directeurs de thèse, je voudrais remercier également Priscilla et Coco, qui m'ont toujours soutenu tout au long de la thèse et encore plus lors de la dernière ligne droite.

Je remercie également les membres de ma belle-famille pour leur soutien et leur intérêt dans mon travail de recherche. Notamment le Professeur Emérite, Jean-Claude Bertrand, mais aussi mon beau-père et ma belle-mère, Patrick et Magali ainsi que leurs enfants.

Je veux remercier la personne avec qui je partage ma vie depuis deux ans. Je pense que des remerciements sous forme papier ne pourront suffire tant tu as été si importante pour moi. Merci à toi Roxane, tu as su me supporter, m'épauler, me conseiller et me rassurer.

Enfin, je ne peux pas finir ces remerciements sans parler des membres de ma famille qui ont été et sont très importants pour moi, mon Parrain, Soso, Titou, mon Filleuil, l'Uncle, Tatie et ma brillantissime cousine Chloé. Ma « petite » sœur, Dine, et mon beau-frère, Fa, pour votre soutien et votre présence, ma petite princesse, Lilou et le petit denier Loucas, je vous aime tous les quatre. Mes parents, évidemment, mère et père, pour l'éducation que vous nous avez inculqué à Dine et à moi-même, merci d'avoir cru en moi, vous êtes le symbole de la réussite et c'est ce qui m'a motivé chaque jour. Sans vous je n'en serai pas là. C'est pour cela que je vous en serai éternellement reconnaissant !!

A ma crevette et à Lou padre

Avant-propos

Ce travail de thèse a été financé par l'Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire et la Région Provence-Alpes-Côte-D'Azur, et réalisé dans le cadre du Laboratoire de Recherche Commun ETiC (AMU/CNRS/IRSN).

Résumé

Lors d'essais de feux d'hydrocarbures liquides dans le dispositif mécaniquement ventilé DIVA de l'IRSN, un phénomène oscillatoire basse-fréquence (BF), typiquement de quelques mHz, a été observé. Ce phénomène se manifeste par des fluctuations importantes de la pression moyenne dans le local, qui peuvent conduire à une perte de confinement et ainsi favoriser la propagation du feu et le rejet de polluants au-delà du local. Il s'accompagne de déplacements intermittents de la flamme hors du bac. L'étude fine de ce phénomène oscillatoire a tout d'abord consisté à concevoir une maquette à l'échelle 1:4 du dispositif DIVA permettant de réaliser un très grand nombre d'essais, pour lesquels nous avons fait varier le taux de renouvellement d'air du local, le diamètre de la nappe combustible, la nature du combustible, la configuration de la bouche d'admission et la nature des matériaux constituant les parois. L'analyse des résultats obtenus nous a permis d'identifier différents régimes de combustion, de décrire les mécanismes responsables de l'apparition des oscillations BF et de caractériser les propriétés de ces oscillations (fréquence et amplitude). L'occurrence et la persistance des oscillations BF dépendent essentiellement de l'équilibre, plus ou moins précaire, entre la quantité d'air disponible pour la combustion et le débit d'évaporation du combustible résultant des flux thermiques reçus à sa surface. Une étude numérique exploratoire utilisant le code CFD SAFIR a été ensuite conduite en utilisant le débit d'évaporation mesuré expérimentalement, puis en le calculant à l'aide d'un modèle d'évaporation. Si le code ne permet pas de décrire correctement le déplacement de la flamme hors du bac, il reproduit de façon satisfaisante le comportement oscillatoire BF du feu, en particulier sa fréquence dominante. De plus, cette étude a permis d'apporter une aide à la compréhension du phénomène oscillatoire en fournissant des informations sur des grandeurs locales inaccessibles par l'expérience, et d'explorer la capacité prédictive de cette modélisation.

Mots clés : feu de compartiment, feu confiné, ventilation mécanique, régimes de combustion, oscillations basse-fréquence, modèle d'évaporation, expérimentation, simulation numérique.

Abstract

During liquid hydrocarbon fire tests in the IRSN's mechanically ventilated DIVA device, a low-frequency (LF) oscillatory phenomenon, typically of a few mHz, was observed. This phenomenon manifests itself by large variations of the average pressure in the room, which can lead to a loss of confinement and thus promote the spread of fire and the release of pollutants beyond the local. It is accompanied by intermittent displacements of the flame outside the fuel pan. The fine study of this phenomenon consisted in designing a 1:4 scale model of the DIVA device, allowing us to carry out a very large number of tests, varying the room air change rate, the diameter of the fuel pool, the type of fuel, the ventilation configuration and the type of wall materials. The analysis of the results obtained allowed us to identify different combustion regimes, to describe the mechanisms responsible for the appearance of the LF oscillations, and to characterize the properties of these oscillations (frequency and amplitude). The occurrence and persistence of LF oscillations essentially depend on the precarious equilibrium between the supply of fresh air and the supply of fuel vapors which results from the heat flux received at its surface. An exploratory numerical study using the CFD code SAFIR was then conducted using both the experimentally measured evaporation rate and that calculated using an evaporation model. The model does not correctly describe the displacements of the flame outside the fuel pan. However, it satisfactorily reproduces the LF oscillatory fire behavior, especially its dominant frequency. This study has helped to understand the oscillatory phenomenon by providing information on local quantities inaccessible by experience, and to explore the predictive capability of this CFD modeling.

Key words: compartment fire, confined fire, mechanical ventilation, combustion regimes, low-frequency oscillations, evaporation model, experiments, numerical simulation.

Table des matières

1. INTRODUCTION ET CONTEXTE	16
2. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	21
2.1 Instabilités de combustion en milieu ouvert	21
2.2 Instabilités de combustion dans un compartiment ventilé naturellement	23
2.3 Instabilités de combustion dans un compartiment ventilé mécaniquement	32
3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET PRESENTATION DES ESSAIS	37
3.1 Dimensionnement du dispositif	37
3.1.1 Dimensions de la maquette	37
3.1.2 Taille du bac de combustible	38
3.1.3 Dimension des bouches de ventilation	40
3.2 Instrumentation	41
3.2.1 Acquisition	41
3.2.2 Perte de masse	41
3.2.3 Température du gaz	44
3.2.4 Concentration des espèces chimiques	44
3.2.5 Pression	45
3.2.6 Débits de ventilation	45
3.2.7 Inflammation	49
3.2.8 Combustibles	50
3.3 Récapitulatif des configurations d'essais	51
4. ANALYSE ET CARACTERISATION DES OSCILLATIONS BF	54
4.1 Observations	54
4.2 Explication du phénomène oscillatoire	59
4.3 Répétabilité des mesures	63
5. ETUDE PARAMETRIQUE	67

5.1 Synthèse des résultats d'essais	67
5.2 Effet du taux de renouvellement	69
5.3 Effet du diamètre de la nappe de combustible	79
5.4 Effet de la nature du combustible	81
5.5 Effet de la bouche de ventilation	85
5.5.1 Orientation de la bouche d'admission d'air	85
5.5.2 Position de la bouche d'admission d'air	89
5.6 Effet de la thermique des parois	94
5.7 Analogie DIVA/NYX	98
6. SIMULATION NUMERIQUE	100
6.1 Présentation du code de calcul SAFIR	102
6.1.1 Fonctionnalités du code	103
6.1.2 Modèle mathématique	105
6.1.3 Résolution numérique	108
6.2 Modélisation de l'évaporation d'une nappe d'hydrocarbure	110
6.2.1 Modèle d'évaporation d'une nappe d'hydrocarbure	110
6.2.2 Implémentation du Modèle d'évaporation dans le code SAFIR	116
6.3 Données d'entrée et paramètres numériques	116
6.4 Simulation de l'essai 26 à débit prescrit	122
6.5 Simulation de l'essai 26 à débit calculé	130
7. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	138
7.1 Conclusions	138
7.2 Perspectives	143
8. REFERENCES	146
9. ANNEXES	152
9.1 Annexe 1 : Incertitudes	152
9.2 Annexe 2 : Calcul simplifié de la richesse à partir de l'équilibre chimique	153

Nomenclature

a	Nombre d'atomes de carbone du combustible $C_aH_bO_c$	
A	Surface	m^2
Av	Paroi AVANT du dispositif	
Ar	Paroi ARRIERE du dispositif	
b	Nombre d'atomes d'hydrogène du combustible $C_aH_bO_c$	
c	Nombre d'atomes d'oxygène du combustible $C_aH_bO_c$	
c_p	Chaleur spécifique	$J/kg/K$
c_d	Coefficient de perte de charge	
D	Diamètre du bac de combustible	m
E	Paroi EST du dispositif	
f	Fréquence	Hz
Fr	Nombre de Froude	
g	Intensité de la pesanteur	m/s^2
h	Coefficient d'échange convectif	$W/m^2/K$
	Enthalpie	J/kg
k	Énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
K	Constante de Von Karman	
	Coefficient déprimogène de la sonde de McCaffrey	
m	Masse de combustible	kg
\dot{m}	Débit massique d'évaporation du combustible	kg/s
\dot{m}''	Débit massique d'évaporation du combustible par unité de surface	$kg/s/m^2$
M	Masse molaire	kg/mol
N	Nombre d'espèces du mélange gazeux	
	Paroi NORD du dispositif	
O	Paroi OUEST du dispositif	
p	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	
\vec{q}_r	Flux radiatif par unité de surface	W/m^2
r	Rapport stœchiométrique	
R	Constante des gaz parfaits	$J/mol/K$
Re	Nombre de Reynolds	
S	Paroi SUD du dispositif	
Sc	Nombre de Schmidt	
t	Temps	s
T	Température	K
Tr	Taux de renouvellement d'air du local	h^{-1}
\vec{u}	Vitesse du gaz	
u_x, u_y, u_z	Composantes de la vitesse du gaz suivant x, y et z	m/s
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	m
X	Fraction molaire	
Y	Fraction massique	

Lettres grecques

ε	Émissivité	
	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2/s^3
Φ	Variable généralisée	
κ	Coefficient d'absorption	m^{-1}
λ	Conductivité thermique	$W/m/K$
μ	Viscosité dynamique	$kg/m/s$
ν	Viscosité cinématique, $\nu = \mu/\rho$	m^2/s
ρ	Masse volumique	kg/m^3
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/m^2/K^4$
	Nombre de Prandtl/Schmidt turbulent	
$\dot{\omega}$	Taux de production/destruction d'espèce par unité de volume	$kg/m^3/s$

Indices et exposants

0	Valeur initiale	
∞	Extérieur	
<i>adm</i>	Admission	
<i>bl</i>	Ebullition	
<i>conv</i>	Convectif	
<i>evap</i>	Évaporation	
<i>extra</i>	Extraction	
<i>f</i>	Combustible	
<i>g</i>	Phase gazeuse	
<i>inc</i>	Incident	
<i>int</i>	Intérieur	
<i>l</i>	Liquide	
\vec{n}	Normale unitaire	
<i>p</i>	Paroi	
<i>pr</i>	Produits de combustion	
<i>rad</i>	Radiatif	
<i>ref</i>	Référence	
<i>s</i>	Suie	
<i>surf</i>	Surface	
<i>th</i>	Thermodynamique	
<i>v</i>	Volumique	
α	Espèce chimique constituant la phase gazeuse, $\alpha = C_a H_b O_c, CO, O_2, CO_2, H_2O, N_2$	

Symboles

Δt	Pas de temps	s
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	Dimensions du volume de contrôle	m
ΔV	Volume de contrôle élémentaire	m^3

Acronymes

BF	Basse Fréquence
DIVA	Dispositif Incendie Ventilation et Aérocontamination
FDS	Fire Dynamics Simulator

FFT	Transformée de Fourier rapide (tas : Fast Fourier Transform)
GER	Richesse globale (tas : Global Equivalence Ratio)
IRSN	Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire
ISIS	Incendie Simulé pour la Sûreté
IUSTI	Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels
LEF	Laboratoire d'Expérimentation des Feux
MLR	Débit d'évaporation (tas: Mass Loss Rate)
NIST	National Institute of Standards and Technology
PMMA	Polyméthacrylate de méthyle
RI	Régime Instable
RS	Régime Stable
tas	Terminologie anglo-saxonne

Liste des figures

Figure 1 : Le risque incendie dans les centrales nucléaires en 2014 (source : IRSN).	18
Figure 2 : Fréquence de pulsation d'une flamme générée par la combustion de matériaux solides, liquides et gazeux en fonction du diamètre de la source (Cetegen et Ahmed, 1993). .	23
Figure 3: Phases de développement d'un feu de compartiment.	24
Figure 4: Dispositifs expérimentaux utilisés par (a) Than et Savilonis (1993), et (b) Satoh et al. (1983).....	25
Figure 5: Schéma de la structure d'une flamme de méthanol faiblement ventilée (extrait de Takeda et Akita (1981))......	26
Figure 6: Dispositif expérimental utilisé par Kim et al. (1993).	28
Figure 7 : (a) Régimes de combustion contrôlés par la ventilation et (b) influence du facteur de ventilation sur la période d'oscillation dans le régime instable oscillant (extrait de Kim et al., 1993).....	28
Figure 8 : Dispositif expérimental utilisé par Audouin et al. (1997).	30
Figure 9 : Dispositif expérimental utilisé par Coutin et al. (2000) et Bertin et al. (2002).....	30
Figure 10 : Dispositif expérimental utilisé par Utiskul et al. (2005).	31
Figure 11 : (a) Vue de face du dispositif expérimental, (b) évolution temporelle du débit massique d'évaporation par unité de surface pour différents essais (Loo et al., 2013, Coppalle et al., 2015).	33
Figure 12 : Dispositif expérimental DIVA de l'IRSN.	33
Figure 13 : Configuration commune aux essais réalisés par Prétrel et al. (2016) dans le dispositif DIVA.	34
Figure 14 : (a) Evolution temporelle du débit d'évaporation d'heptane et (b) prises de vue de la flamme d'heptane sur un cycle d'oscillations (cas S8, extrait de Prétrel et al., 2016).....	35
Figure 15 : Maquette NYX.	38
Figure 16 : (a) Schéma et (b) image de la bouche d'admission dans NYX.	41
Figure 17 : Schéma de la technique de garde d'eau utilisée par Utiskul et al. (2005).	42
Figure 18 : Compartiment à balance disposé sous le plancher du dispositif NYX.	43
Figure 19 : Débit d'évaporation (MLR) d'heptane sur une période de 400 s : signal brut (courbe en trait noir) et moyenné (courbe en trait rouge).	43
Figure 20 : Position des thermocouples dans le dispositif NYX. Le coin AvE correspond au coin AVANT-EST, ArE au coin ARRIERE-EST, AvO au coin AVANT-OUEST et ArO au coin ARRIERE-OUEST.	44
Figure 21 : Evolution du coefficient déprimogène des sondes de McCaffrey en fonction de la différence de pression Δp_i , $i = \text{admission, extraction}$: (a) $\Delta p_i > 0$ et (b) $\Delta p_i < 0$	46
Figure 22 : Débit volumique de fuites en fonction de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte.	48
Figure 23 : Comparaison des débits de fuites obtenus lors des essais réalisés avec et sans analyseurs de gaz.	49
Figure 24 : Brûleur à propane utilisé pour l'inflammation de la nappe d'hydrocarbure.	50
Figure 25 : Schéma montrant le sens de l'écoulement à l'admission et à l'extraction pour (a) les essais 1 à 21_bis et 24 à 48, (b) l'essai 22 et (c) l'essai 23.	51
Figure 26 : Schéma du dispositif NYX montrant la position de la bouche d'admission pour (a) les essais 1 à 23 et 27 à 48, (b) l'essai 24 et (c) l'essai 25.	52

<i>Figure 27 : Essai 19 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 0 et 500 s. Les images instantanées de la flamme correspondent aux extrema du débit d'évaporation pendant la phase oscillatoire BF.....</i>	<i>55</i>
<i>Figure 28 : Essai 19 : évolutions temporelles (a) de la pression différentielle, (b) de la température du gaz le long de l'axe de flamme à 0,15 et 0,85 m de hauteur, (c) de la température du gaz à différentes hauteurs dans le coin AvE, (d) des fractions molaires d'oxygène en partie basse dans l'enceinte et proche du foyer, (e) des fractions molaires d'oxygène en partie haute de l'enceinte et dans la gaine d'extraction, et (f) des débits volumiques d'admission et d'extraction. Pour faciliter l'analyse, l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane est superposée sur chaque diagramme.....</i>	<i>58</i>
<i>Figure 29 : Essai 19 : spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles du débit d'évaporation (MLR) d'heptane, de la pression, de la fraction molaire d'oxygène à l'extraction et de la température du gaz dans le coin AvE à 0,95m de hauteur. .</i>	<i>59</i>
<i>Figure 30 : Illustration des mécanismes impliqués dans le phénomène oscillatoire BF.....</i>	<i>60</i>
<i>Figure 31 : Vue latérale et schéma, en vue de dessus, de la position des analyseurs de gaz autour du foyer.....</i>	<i>61</i>
<i>Figure 32 : Essai 20 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène à différentes positions autour du foyer (voir Figure 31 pour la position des analyseurs de gaz). Pour faciliter l'analyse, l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane est superposée sur cette figure.</i>	<i>61</i>
<i>Figure 33 : Essais 19 et 20 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.</i>	<i>62</i>
<i>Figure 34 : Essais 21 et 21_bis : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.</i>	<i>64</i>
<i>Figure 35 : Essais 21 et 21_bis : évolutions temporelles des températures de gaz à 0,35 et 0,95 m de hauteur dans le coin AvE.....</i>	<i>64</i>
<i>Figure 36 : Essais 21 et 21_bis : évolutions temporelles des fractions molaires de (a) CO et CO₂, et (b) O₂ dans la gaine d'extraction.</i>	<i>65</i>
<i>Figure 37 : Essais 21 et 21_bis : évolution temporelle de la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte.</i>	<i>66</i>
<i>Figure 38 : Essais 21 et 21_bis : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.....</i>	<i>66</i>
<i>Figure 39 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane. La droite en trait pointillé noir correspond à la corrélation de Babrauskas (1983), la courbe en trait noir avec des cercles au débit d'évaporation de la nappe d'heptane brûlant à l'air libre.</i>	<i>71</i>
<i>Figure 40 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.</i>	<i>72</i>
<i>Figure 41 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle des fractions molaires de CO et CO₂ dans la gaine d'extraction.....</i>	<i>72</i>
<i>Figure 42 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle de la richesse globale dans le local. Le signal brut du débit volumique d'admission étant très fluctuant, une moyenne mobile centrée sur 10 s a été appliquée.</i>	<i>74</i>
<i>Figure 43 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à 0,15, 0,35, 0,55, 0,75 et 0,95 m de hauteur.</i>	<i>78</i>
<i>Figure 44 : Essais 5, 8, 17 et 32 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.</i>	<i>80</i>
<i>Figure 45 : Essais 5, 8, 17 et 32 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.....</i>	<i>80</i>

<i>Figure 46: Essais 1 à 15, 17, 21 et 27 à 48 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) du combustible.....</i>	<i>84</i>
<i>Figure 47 : Essais 21 à 23 : configuration d'essai, montrant, en vue du dessus, la position moyenne préférentielle de la flamme lorsqu'elle quitte le bac de combustible.....</i>	<i>85</i>
<i>Figure 48 : Essais 21 à 23 : évolutions temporelles des températures de gaz à 0,35 m de hauteur dans les quatre coins de l'enceinte.....</i>	<i>87</i>
<i>Figure 49 : Essais 21 à 23 : évolutions temporelles du débit d'évaporation (MLR) d'heptane (a) sur la durée de l'essai et (b) sur la période 400-700 s.....</i>	<i>88</i>
<i>Figure 50 : Essais 21 à 23 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane sur la période 400-700 s.....</i>	<i>89</i>
<i>Figure 51 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.....</i>	<i>90</i>
<i>Figure 52: Essais 21, 24 et 25 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 400 et 700 s.....</i>	<i>90</i>
<i>Figure 53 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle de la richesse globale dans le local. Le signal brut du débit volumique d'admission étant très bruité, une moyenne mobile centrée sur 10 s a été appliquée.....</i>	<i>91</i>
<i>Figure 54 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.....</i>	<i>92</i>
<i>Figure 55 : Essais 21, 24 et 25 : évolutions temporelles des fractions molaires de CO₂ et CO dans la gaine d'extraction.....</i>	<i>92</i>
<i>Figure 56 : Essais 21 (a), 24 (b) et 25 (c) : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à 0,15, 0,35, 0,55, 0,75 et 0,95 de hauteur.....</i>	<i>94</i>
<i>Figure 57 : Essais 16 à 18 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.....</i>	<i>95</i>
<i>Figure 58 : Essais 16 à 18 : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à différentes hauteurs.....</i>	<i>97</i>
<i>Figure 59 : Essais 16 à 18 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 210 et 570 s.....</i>	<i>97</i>
<i>Figure 60 : Essai 18 dans NYX et essai PRISME2-VSP-S3 dans DIVA : évolution temporelle du taux de renouvellement d'air mesuré dans la phase oscillatoire.....</i>	<i>98</i>
<i>Figure 61 : Profils de température du combustible liquide en fonction de la hauteur de 0 à 1800 s par intervalles de 100 s. Le flux externe d'exposition est de 3 kW/m², la température du gaz de 700 K et le coefficient de convection de 10 W/m²/K. La fraction volumique de vapeur combustible est de 0,3.....</i>	<i>115</i>
<i>Figure 62 : Projections du maillage du domaine de calcul dans le plan vertical central (x, y, z = 0) et sur le plancher (x, y = 0, z).....</i>	<i>121</i>
<i>Figure 63 : Essai 26 : évolution temporelle du débit d'évaporation expérimental (MLR) d'heptane.....</i>	<i>123</i>
<i>Figure 64 : Essai 26 : comparaison des pressions différentielles et des débits d'admission prédits et mesurés.....</i>	<i>124</i>
<i>Figure 65 : Essai 26 : comparaison des spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles des pression prédite et mesurée entre 300 et 800 s.....</i>	<i>124</i>
<i>Figure 66 : Essai 26 : comparaison du débit d'évaporation d'heptane mesuré et du taux de consommation des vapeurs combustibles calculé dans tout le local.....</i>	<i>125</i>
<i>Figure 67 : Essai 26 : comparaison des fractions molaires prédites et mesurées de CO₂ et O₂ à l'extraction.....</i>	<i>125</i>

<i>Figure 68 : Essai 26 : évolutions temporelles des flux thermiques moyens calculés à la surface de la nappe d'heptane.....</i>	<i>126</i>
<i>Figure 69 : Essai 26 : comparaison des températures prédites et mesurées à différentes hauteurs dans les quatre coins du dispositif NYX.</i>	<i>128</i>
<i>Figure 70 : Essai 26 : isothermes 400, 550 et 850 K et exemples de lignes de courant issues de la bouche d'admission.</i>	<i>130</i>
<i>Figure 71 : Essai 26 : comparaison des débits d'évaporation (MLR) d'heptane prédits et mesurés.</i>	<i>132</i>
<i>Figure 72 : Essai 26 : comparaison des pressions différentielles et des débits d'admission prédits et mesurés.</i>	<i>132</i>
<i>Figure 73 : Essai 26 : comparaison des spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles des pressions prédite et mesurée entre 300 et 800 s.</i>	<i>133</i>
<i>Figure 74 : Essai 26 : comparaison du débit d'évaporation d'heptane calculé et du taux de consommation des vapeurs combustibles calculé dans tout le local.</i>	<i>133</i>
<i>Figure 75 : Essai 26 : comparaison des fractions molaires prédites et mesurées de CO₂ et O₂ à l'extraction.....</i>	<i>134</i>
<i>Figure 76 : Essai 26 : évolutions temporelles des flux thermiques total, radiatif et convectif calculés à la surface de la nappe d'heptane.</i>	<i>134</i>
<i>Figure 77 : Essai 26 : comparaison des températures prédites et mesurées à différentes hauteurs dans les quatre coins du dispositif NYX.</i>	<i>137</i>

Liste des tableaux

<i>Tableau 1 : Matrice des essais réalisés par Prétrel et al. (2016) dans le dispositif DIVA.....</i>	<i>34</i>
<i>Tableau 2 : Propriétés physico-chimiques de l'heptane et du dodécane utilisés pour cette étude.....</i>	<i>50</i>
<i>Tableau 3 : Récapitulatif des configurations des essais retenus. SC fait référence à un élément de paroi en silicate de calcium et AG à un analyseur de gaz. D est le diamètre du bac, H sa hauteur.....</i>	<i>53</i>
<i>Tableau 4 : Essais 1 à 48 : régime de combustion (①, ②, ③ et ④) et fréquence d'oscillations (en mHz). sf correspond à un régime oscillatoire présentant une fréquence dominante parfaitement identifiable, mf à un régime présentant des fréquences multiples.....</i>	<i>68</i>
<i>Tableau 5 : Fonctionnalités du code SAFIR.....</i>	<i>103</i>
<i>Tableau 6 : Résumé des équations de transport de la phase gazeuse sous forme générique.....</i>	<i>106</i>
<i>Tableau 7 : Données physiques et thermiques de l'heptane.....</i>	<i>113</i>
<i>Tableau 8 : Données d'entrée et paramètres numériques utilisés dans les simulations.....</i>	<i>119</i>
<i>Tableau 9 : Instrumentation spécifique au dispositif NYX et incertitudes liées au capteur, à sa chaîne de mesure ainsi que sa chaîne d'acquisition.....</i>	<i>152</i>

1. INTRODUCTION ET CONTEXTE

L'incendie représente un risque majeur à prendre en compte pour la sûreté d'une installation nucléaire. La protection contre ce risque repose sur le principe de défense en profondeur, fondé sur trois exigences : la conception des installations, la prévention des départs de feu et la lutte contre l'incendie.

L'incendie est un initiateur possible d'accidents nucléaires. Il peut être à l'origine d'une perte de contrôle de certains équipements importants pour la sûreté, mais plus grave, d'une rupture du confinement avec propagation du feu et/ou dispersion de matières radioactives dans l'installation, voire dans l'environnement.

L'événement qui s'est produit dans la journée du 22 mars 1975, aux Etats-Unis, dans la centrale de Browns Ferry en est un parfait exemple. Un feu de câbles s'est déclaré dans le réacteur n°1 à la suite d'un test d'étanchéité et, malgré l'intervention rapide des services de lutte, le feu s'est propagé le long des câbles. Il a entraîné une perte de contrôle de certains équipements, non seulement du réacteur n°1 mais également du réacteur voisin n°2. On peut également citer les deux incendies qui se sont produits dans l'usine de production d'armes nucléaires Rocky Flats au Colorado le 11 septembre 1957 et le 11 mai 1969 et qui ont été provoqués par des inflammations spontanées de plutonium dans des boîtes à gants en poly-méthacrylate de méthyle ou PMMA. En France, dans la nuit du 3 au 4 avril 2002, le réacteur n°2 de la centrale nucléaire de Penly était en production et la pompe à huile de soulèvement du Groupe motopompe primaire (GMPP) a démarré de manière intempestive. Une fuite d'huile à proximité des composants très chauds a occasionné plusieurs départs de feu. Vingt minutes plus tard, une séquence d'arrêt de ce même GMPP a été initiée automatiquement. L'arrêt du GMPP n°1 a été suivi de l'arrêt à froid du réacteur. En février 2017, un départ de feu entraînant une détonation s'est produit dans une salle des machines de la centrale nucléaire de Flamanville sans risque nucléaire, ainsi qu'en juin 2017, dans la centrale nucléaire du Bugey, où un départ de feu limité et sans gravité s'est produit sur la toiture d'un bâtiment annexe.

Le risque d'incendie dans les installations nucléaires fait donc l'objet d'une attention particulière, compte tenu de la présence, sur de tels sites, de matières hautement

combustibles et de nombreuses sources de chaleur. Cependant, malgré les mesures de sécurité mises en œuvre, le risque zéro n'existe pas, comme en atteste l'étude conduite par l'IRSN recensant 73 départs de feux, rapidement maîtrisés, dans les centrales nucléaires en 2014 (Figure 1). Cette étude montre également que ces feux étaient principalement d'origine électrique.

Lorsqu'un feu se déclare dans une installation nucléaire, il n'évolue pas de la même manière que dans un bâtiment ordinaire, domestique ou industriel, ou à l'air libre. Pour limiter les risques de transfert de matières radioactives dans l'installation ou l'environnement, les locaux de l'installation ont un niveau de confinement élevé et sont ventilés mécaniquement afin de les maintenir en dépression. Ceci rend particulièrement complexe l'étude du développement d'un feu à l'intérieur d'une installation nucléaire et de ses conséquences sur les équipements importants pour la sûreté. En effet, la concentration en oxygène d'un local en feu décroît puis se stabilise en général à une valeur correspondant à l'équilibre entre le flux d'oxygène consommé par le feu et celui amené par la ventilation. Le degré de confinement des installations, les caractéristiques du réseau de ventilation (taux de renouvellement d'air des locaux, résistance aéraulique) et sa conduite en cas d'incendie (arrêt, fermeture de clapets coupe-feu) jouent donc un rôle déterminant sur la puissance thermique du foyer, la durée du feu et sa propagation vers d'autres foyers, voire vers d'autres locaux.

La compréhension des mécanismes mis en jeu lors du développement d'un feu en milieu confiné et ventilé mécaniquement a considérablement progressé ces dernières années, notamment grâce à des programmes nationaux (e.g. FLIP sur les feux de solvants ou PICSEL sur les feux d'armoires électriques) ou internationaux, comme PRISME et PRISME 2 sur la propagation d'une nappe d'hydrocarbure en configuration multi-compartmentée, menés par l'IRSN. Cependant, les essais à grande échelle réalisés pour le projet PRISME2 dans le dispositif multi-locaux DIVA de l'IRSN ont montré que, pour certaines conditions liées au confinement du foyer et à la résistivité du réseau de ventilation, des instabilités de combustion de basse fréquence peuvent apparaître (Prétrell *et al.*, 2016).

Le risque incendie dans les centrales en 2014

73

départs de feu

Cela correspond à tous les phénomènes de combustion caractérisés par une émission de chaleur avec flammes ou fumées. Les événements intéressant la sûreté sont déclarés à l'Autorité de sûreté nucléaire (ASN) et sont analysés par l'IRSN selon leur importance. L'année précédente, l'exploitant en avait comptabilisé 82 (source EDF).

7

avis réalisés par l'IRSN

sur le thème de l'incendie dans les centrales, dont ceux portant sur la 3^e visite décennale des réacteurs de 1300 MWe et sur la préparation de la 4^e visite décennale des réacteurs de 900 MWe.

Exemple de zones à risque

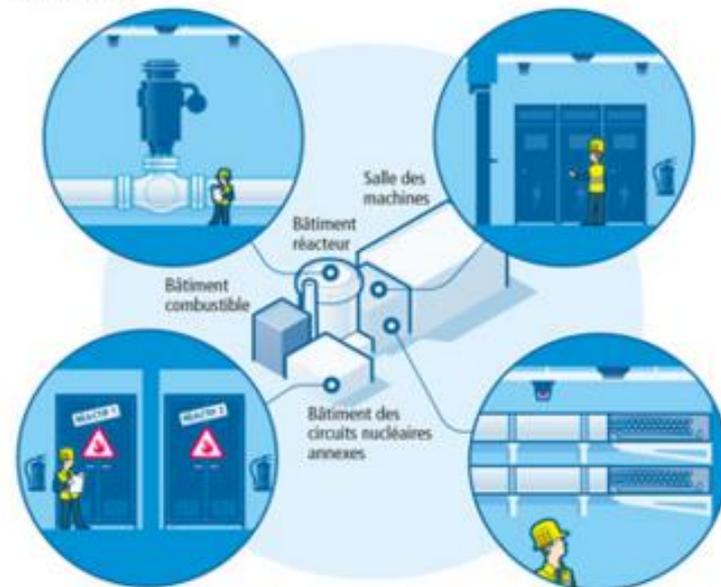
Les locaux à risque significatif de départ de feu font l'objet de dispositions de maîtrise des risques liés à l'incendie.

Pompes du circuit primaire et leurs réservoirs d'huile

- **Risque** : inflammation de l'huile si, en cas de fuite, elle se trouve au contact des tuyauteries à 300°C.
- **Prévention** : suivi du niveau d'huile et contrôle régulier des pompes.
- **Intervention** : détecteurs d'incendie de technologies différentes, système d'arrosage de type déluge.
- **Limitation de la propagation** : secteur de feu.

Locaux électriques

- **Risque** : présence d'importantes charges calorifiques.
- **Prévention** : contrôles thermographiques et fermeture des portes des armoires électriques.
- **Intervention** : détecteurs d'incendie, extincteurs à gaz, système d'arrosage automatique (sprinkler) des câbles de puissance.
- **Limitation de la propagation** : sectorisation des locaux, enveloppes de protection coupe-feu autour de chemins de câbles.



Magasins d'entreposage

- **Risque** : stockage des produits utilisés lors des arrêts de tranche (solvants, matériaux combustibles...).
- **Prévention** : gestion des quantités maximales de charges calorifiques, séparation des réactifs.
- **Intervention** : détecteurs d'incendie, extincteurs portatifs.
- **Limitation de la propagation** : armoires de rangement coupe-feu.

Entrepreneurs de câblage

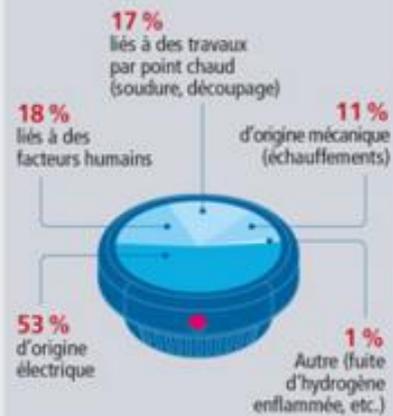
- **Risque** : coupure de l'alimentation électrique d'équipements nécessaires aux fonctions de sûreté.
- **Prévention** : limitation des charges calorifiques, règles de chargement des chemins de câbles.
- **Intervention** : détecteurs d'incendie, sprinkler.
- **Limitation de la propagation** : câbles dont la technologie permet de limiter la propagation du feu, sectorisation des locaux.

15

inspections sur le thème de l'incendie

réalisées par l'Autorité de sûreté nucléaire (ASN) dans les centrales. L'IRSN a participé à onze d'entre elles.

Origine* des départs de feu



* Origine principale déclarée par EDF. Pour l'IRSN, les départs de feu résultent le plus souvent d'une combinaison de défaillances de dispositifs techniques et de dispositions organisationnelles.

Arrêts de tranche

Période où les réacteurs sont particulièrement vulnérables : rupture de la sectorisation contre l'incendie – portes coupe-feu ouvertes lors de certaines opérations –, inhibition de certaines boucles de détection d'incendie, travaux par point chaud... La mise en place de procédures compensatoires permet d'obtenir un niveau de sûreté équivalent. Exemple : limitation de l'introduction de produits inflammables dans le bâtiment du réacteur.



Figure 1 : Le risque incendie dans les centrales nucléaires en 2014 (source : IRSN).

Ces instabilités, d'une fréquence de quelques mHz, ont été attribuées au couplage entre différents processus : l'évaporation du combustible liquide, le processus de combustion en phase gazeuse, la pression dans le local et les conditions de ventilation. Elles se manifestent lorsque le foyer est fortement sous-oxygéné, la concentration en oxygène étant proche de celle conduisant à l'extinction de la flamme.

Ce phénomène oscillatoire s'accompagne de fluctuations importantes des grandeurs caractéristiques relatives à la source (perte de masse du combustible), au gaz dans l'enceinte (température, pression, concentration en espèces chimiques) et au réseau de ventilation mécanique (pression et débit). De plus, les variations de pression induites par ce phénomène oscillatoire sont susceptibles d'endommager les dispositifs de sectorisation (portes et clapets coupe-feu), ce qui peut entraîner une perte de confinement et favoriser la propagation de feu et la dispersion de polluants dans l'installation, voire au-delà.

Même si des travaux récents (Prétrell *et al.*, 2016), utilisant exclusivement les résultats d'essais dans le dispositif DIVA, ont permis de progresser dans la compréhension des mécanismes qui conduisent à ces instabilités de combustion basse-fréquence (BF), les conditions de leur apparition et leurs caractéristiques sont encore mal connues.

Une étude systématique du comportement d'un feu n'est pas envisageable dans un dispositif grande échelle, comme le dispositif DIVA, en raison du coût que cela engendrerait et de la plus grande difficulté à maîtriser les conditions opératoires. Une alternative a donc consisté à concevoir une maquette à échelle réduite d'un local de DIVA, appelée NYX, intégrant l'ensemble des composants du dispositif réel.

Ces travaux de thèse ont tout d'abord porté sur la conception, la mise en place et la qualification du dispositif NYX, et la réalisation d'un grand nombre d'essais sur une large gamme de conditions opératoires, l'objectif de cette thèse étant d'une part, d'identifier celles pour lesquelles les oscillations BF apparaissent et de caractériser les propriétés de ces oscillations (fréquence et amplitude). Les données collectées pourront également servir à la validation des outils de simulation développés par la communauté incendie. Une étude numérique exploratoire du phénomène oscillatoire, utilisant le code CFD SAFIR, a ensuite été menée, avec un double intérêt : évaluer la

capacité prédictive du modèle numérique et fournir des informations sur des grandeurs inaccessibles par l'expérience.

Le mémoire comporte sept chapitres.

Après un premier chapitre introduisant le contexte de l'étude, une synthèse de l'état de l'art concernant les instabilités de combustion en milieu ouvert, partiellement ouvert ou confiné, est présentée. L'effet de la ventilation sur la combustion y est discuté.

Le chapitre trois est dédié à la description de la maquette NYX, spécifiquement développée dans le cadre de ce travail, et de la métrologie mise en place. On y présente les configurations des essais réalisés.

Dans le chapitre suivant, on propose, sur la base des données expérimentales obtenues pour un essai de référence, correspondant à un taux de renouvellement de 15 h^{-1} , une explication physique du phénomène oscillatoire. Nous verrons que ce phénomène s'accompagne d'un déplacement périodique de la flamme hors du bac. Afin de comprendre l'origine de ce déplacement, un essai spécifique pour lequel, malgré leur caractère intrusif, plusieurs analyseurs de gaz ont été disposés autour du bac, a été conduit.

Le chapitre cinq présente une étude paramétrique où nous avons fait varier le diamètre du bac de combustible, le taux de renouvellement d'air dans l'enceinte, la nature du combustible, l'orientation et la position de la bouche d'admission, et les propriétés thermiques des parois. L'influence de ces facteurs sur le phénomène oscillatoire est étudiée.

Le chapitre six porte sur l'étude numérique du phénomène physique à l'aide du code SAFIR, développé par l'IUSTI. Des simulations relatives à un essai pour lequel le dispositif NYX ne comportait que des parois opaques, ont été conduites à débit prescrit, mais aussi à débit calculé après avoir implémenté dans le code un modèle d'évaporation de la nappe d'hydrocarbure. Les résultats numériques sont comparés aux données expérimentales et certaines grandeurs inaccessibles par l'expérience sont évaluées.

Les conclusions et les perspectives de ce travail constituent le dernier chapitre.

2. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Ce chapitre présente, de façon non exhaustive, les travaux réalisés sur les phénomènes instables de combustion. Bien que cette thèse soit consacrée au phénomène oscillatoire en milieu confiné et ventilé mécaniquement, les travaux antérieurs sur les instabilités de combustion à l'air libre et celles se produisant dans un compartiment ventilé naturellement sont dignes d'intérêt, dans la mesure où ils peuvent aider à l'interprétation et à la compréhension du phénomène physique étudié.

On rappelle que la flamme qui se développe à la surface d'un combustible liquide ou solide est une flamme de diffusion caractérisée par une faible quantité de mouvement initiale, et l'écoulement, souvent turbulent, est fortement influencé par les effets gravitationnels. Le nombre de Froude, nombre adimensionnel qui représente le rapport entre les forces d'inertie et celles de flottabilité, associé à ce type de flamme est faible ($\ll 1$). La flamme est alimentée par les gaz combustibles libérés par la décomposition thermique du matériau en feu. Le combustible et l'oxydant n'étant pas initialement en contact, la combustion est contrôlée par la diffusion des espèces chimiques, d'où la dénomination de flamme de diffusion.

2.1 Instabilités de combustion en milieu ouvert

La flamme générée par un feu de nappe en milieu ouvert (situation dans laquelle la flamme est normalement oxygénée) présente des instabilités de combustion du fait du caractère diffusif du processus de mélange turbulent entre les vapeurs combustibles et l'air. A la surface de la nappe de combustible, l'interface entre le gaz combustible et l'air est le lieu d'apparition de vortex toroïdaux, à l'origine des « bouffées » (tas : puffing) que l'on observe au-dessus de la flamme. L'arrivée d'air vers l'interface va donc se faire par « bouffées » successives et ainsi induire le caractère oscillatoire de l'écoulement au-dessus de la nappe. La dimension de ces « bouffées » dépend notamment de la taille de la nappe. De nombreuses études ont

été entreprises sur ce sujet (Beyler, 1986 ; Pagni, 1990 ; Cetegen et Ahmed, 1993 ; Cetegen, 1998). Beyler (1986) a présenté une synthèse des résultats sur les panaches et les écoulements, et a proposé la relation suivante, donnant la fréquence d'oscillation d'une flamme atmosphérique en fonction de la dimension caractéristique D de la source et d'un coefficient a :

$$f = \frac{a}{\sqrt{D}} \quad (1)$$

Pour les foyers étudiés par Beyler (1986), impliquant un grand nombre de combustibles solides, liquides et gazeux (e.g. méthane, heptane, méthanol, bois, propane ou polyuréthane), le coefficient a est compris entre 0,8 et 1,6, ce qui conduit à des fréquences allant de 0,6 à 5 Hz pour des diamètres de nappe de 0,1 et 2 m.

Une autre relation entre la fréquence d'oscillation de la flamme et la dimension caractéristique de la source a été proposée par Pagni (1990), à partir d'une compilation de données de la littérature, sous la forme suivante :

$$f = k \sqrt{\frac{g}{D}} \quad (2)$$

où k est un coefficient sans dimension compris entre 0,4 et 0,6. La courbe de tendance des données expérimentales obtenues sur une large gamme de diamètres (0,03-60 m) et une grande variété de combustibles solides, liquides et gazeux conduit à une valeur de k de 0,48 et, par conséquent, à la relation : $f = 1,52/\sqrt{D}$.

Quelques années plus tard, là encore à partir d'une compilation de données existantes, pour la plupart différentes de celles utilisées par Pagni (1990), Cetegen et Ahmed (1993) ont obtenu une relation quasiment identique :

$$f = \frac{1,5}{\sqrt{D}} \quad (3)$$

La Figure 2 synthétise l'ensemble des données qui ont conduit à cette relation. En faisant varier le diamètre de 0,1 à 2 m, la fréquence passe de 4,7 à 1 Hz.

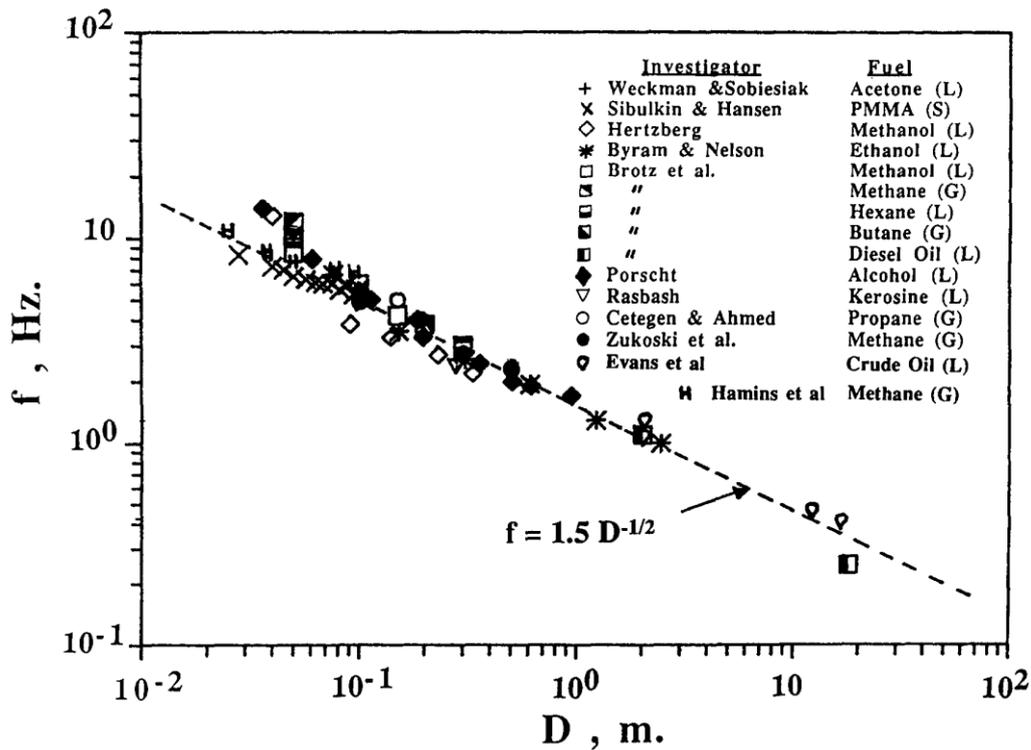


Figure 2 : Fréquence de pulsation d'une flamme générée par la combustion de matériaux solides, liquides et gazeux en fonction du diamètre de la source (Cetegen et Ahmed, 1993).

2.2 Instabilités de combustion dans un compartiment ventilé naturellement

On décrit généralement un feu de compartiment comme un phénomène qui se déroule en trois phases (Figure 3) : la phase de croissance, la phase de feu pleinement développé et la phase de décroissance.

- La phase de croissance : après inflammation, le feu peut se développer plus ou moins rapidement. La température dans le local augmente progressivement.
- La phase de feu pleinement développé : l'incendie est généralisé à l'ensemble du local, conduisant à des niveaux de température dans le local élevés. La transition de la phase de croissance à la phase de feu pleinement développé porte le nom d'embrasement généralisé (tas : flashover).

Dans la phase de feu pleinement développé, on peut observer deux régimes selon que le feu est bien ventilé ou sous-ventilé. Lorsque la ventilation est

insuffisante pour brûler les vapeurs combustibles présentes dans le local, des gaz imbrûlés peuvent sortir du local, se mélanger avec l'air extérieur et s'enflammer, générant des flammes extérieures favorisant la propagation du feu. C'est dans ce régime que certains phénomènes spécifiques peuvent survenir, comme un retour de flamme, des oscillations de combustion ou l'extinction de flamme. Si la ventilation est suffisante, le développement du feu ne dépend plus que de la quantité de combustible en cours de réaction.

- La phase de décroissance pendant laquelle, faute de combustible, le taux de dégagement de chaleur diminue jusqu'à son extinction.

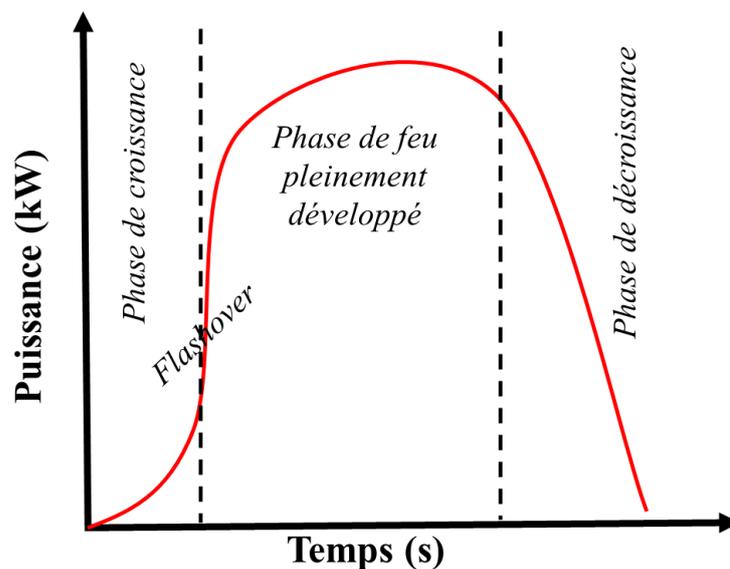


Figure 3: Phases de développement d'un feu de compartiment.

La distinction entre un feu contrôlé par le combustible et un feu contrôlé par l'apport d'air, et donc la ventilation, est cruciale pour comprendre le comportement d'un feu compartimenté. Généralement, un feu de compartiment est contrôlé par le combustible au cours des phases de croissance et de décroissance, et par la ventilation dans la phase de feu pleinement développé.

A noter également que l'embrassement généralisé ne se produit pas systématiquement. Son occurrence dépend de l'énergie calorifique du combustible et de la quantité d'oxygène disponible qui doivent être suffisantes.

Dans des enceintes partiellement ouvertes, des travaux sur l'étude des écoulements d'air chaud au niveau des ouvertures ont été réalisées. Than et Savilonis (1993) ont montré la présence de vortex convectifs dans une maquette à petite échelle (0,45 m×0,45 m×0,45 m) (Figure 4a), induisant un écoulement bidirectionnel au niveau de l'ouverture en plafond. Des oscillations sur la vitesse et la température, avec une fréquence caractéristique, ont été observées. Ces instabilités ne sont pas le résultat de variations de la puissance dégagée par le feu, mais de mouvements convectifs instables à l'intérieur de l'enceinte. Kerrison *et al.* (1998) ont montré que la fréquence est alors fonction de la puissance du foyer, $f \propto Q^{0.29}$. Pour les puissances étudiées (0,1 à 6 kW), ces fréquences sont de l'ordre de 0,07 à 0,17 Hz. Satoh *et al.* (1983), ont eux aussi étudié le comportement oscillatoire de l'écoulement dans une enceinte cubique avec une fente en plafond et au plancher (Figure 4b). La source de chaleur est représentée par 8 résistances électriques. La puissance varie de 0,7 à 8 kW. Ils ont mis en évidence l'existence d'un écoulement périodique au niveau de l'ouverture au plafond, dû au déplacement vertical de vortex convectifs dans l'enceinte. Ce phénomène est d'origine aéraulique, la source de chaleur étant maintenue constante lors de chaque essai. Une relation, assez proche de celle obtenue précédemment, a été proposée, reliant la fréquence des oscillations à la puissance du feu, $f \propto Q^{0.33}$. Les fréquences d'oscillations obtenues sont comprises entre 0,2 et 0,6 Hz.

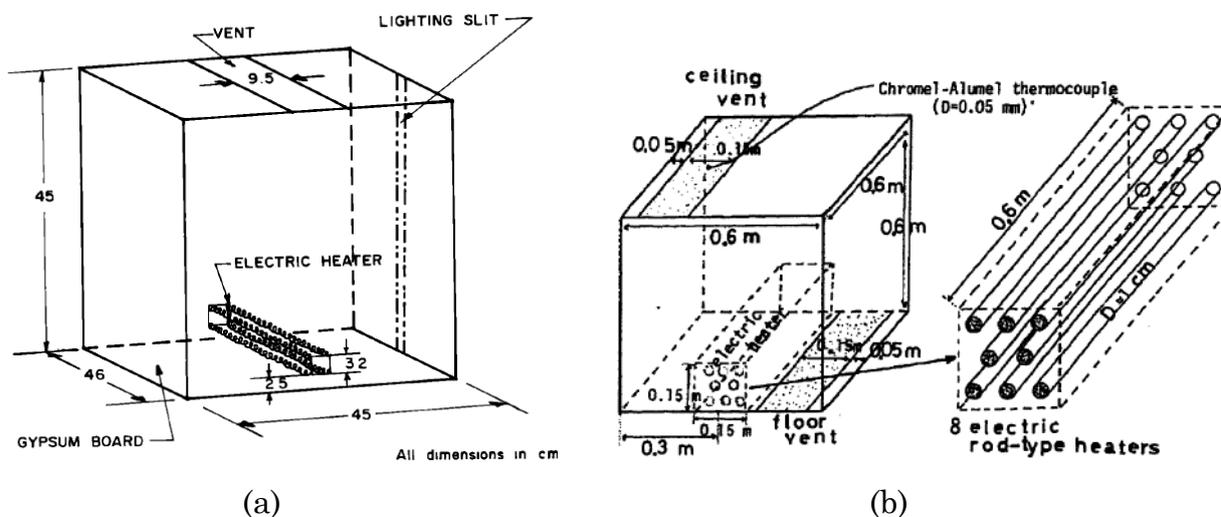


Figure 4: Dispositifs expérimentaux utilisés par (a) Than et Savilonis (1993), et (b) Satoh *et al.* (1983).

Takeda et Akita (1981) ont réalisé plus de 200 essais de feux de nappes de méthanol dans des compartiments cubiques de 0,15 à 0,7 m de côté et comportant une ouverture vers l'extérieur sur une face latérale. Une alimentation en continu permet de maintenir le niveau de combustible constant au cours des essais. L'étude réalisée a permis de mettre en évidence le rôle du facteur de ventilation (défini par $A\sqrt{H}$, où A représente l'aire de l'ouverture et H sa hauteur) et des dimensions du compartiment sur le comportement du feu. L'augmentation du facteur de ventilation conduit à quatre régimes de combustion.

Dans le premier régime, la flamme n'occupe pas toute la surface du bac de combustible en raison d'un déficit local d'oxygène. Elle se déplace lentement sur la surface et sort du bac après quelques minutes de feu (Figure 5).

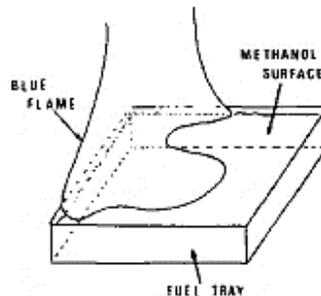


Figure 5: Schéma de la structure d'une flamme de méthanol faiblement ventilée (extrait de Takeda et Akita (1981)).

Le deuxième régime correspond à une combustion stable¹ où la flamme, cette fois, couvre la totalité du bac.

Dans le troisième régime, malgré l'accroissement de l'apport d'oxygène par l'ouverture, la combustion manifeste un comportement oscillatoire quelques minutes après l'inflammation, en raison de la variation périodique du volume de la zone de réaction. Les oscillations générées entraînent une augmentation du débit d'évaporation, ce qui peut être relié à l'équilibre dynamique entre les taux de dégagement des vapeurs combustibles et d'apport d'air. Dès lors que le taux de

¹ La combustion stable correspond à une combustion entretenue jusqu'à ce que le combustible soit entièrement consommé. Dans le cas contraire, elle est dite instable (Kim *et al.*, 1993).

pyrolyse devient trop grand par rapport au taux d'apport d'air, l'équilibre est rompu et la combustion devient instable.

Le dernier régime, obtenu pour des facteurs de ventilation élevés, correspond à un régime de combustion oscillatoire stable.

Takeda *et al.* (1985) ont également réalisé des feux de PMMA dans une enceinte cubique de 0,4 m de côté avec une ouverture latérale. Pour une plaque carrée de PMMA de 0,15 m de côté, ces auteurs ont observé des oscillations du taux de pyrolyse, avec une fréquence de l'ordre de 1,33 Hz, et de façon concomitante une inversion du profil vertical de température dans l'enceinte. Le lien entre ces deux phénomènes n'a pas été établi.

D'autres auteurs comme Kim *et al.* (1993) ont eux aussi étudié l'effet du facteur de ventilation et de la surface du bac de combustible, en l'occurrence du méthanol, sur le comportement d'un feu dans une enceinte cubique de 0,3 m de côté avec une ouverture de 0,15 m de large et dont la hauteur est réglable (Figure 6). Ils distinguent deux régimes de combustion, l'un instable (RI) pour de faibles valeurs du facteur de ventilation, l'autre stable (RS). Un comportement oscillatoire, qui résulte, là encore, de l'équilibre entre les taux de dégagement des vapeurs combustibles et d'apport d'air, apparaît dans chacun des régimes au voisinage de la limite entre ces deux régimes (Figure 7a).

Dans le régime stable oscillant, Kim *et al.* n'ont observé aucune dépendance entre la période d'oscillations et le facteur de ventilation. Les périodes d'oscillations sont comprises entre 1 et 1,5 s, soit des fréquences variant de 1 à 0,67 Hz. Dans la région instable de combustion, l'extinction se produit alors qu'il reste encore du combustible à l'intérieur du bac. La période des oscillations dans cette région dépend en revanche du facteur de ventilation et varie selon les essais entre 5 et 45 s. La fréquence associée diminue avec le facteur de ventilation, de 0,2 à 0,022 Hz (Figure 7b).

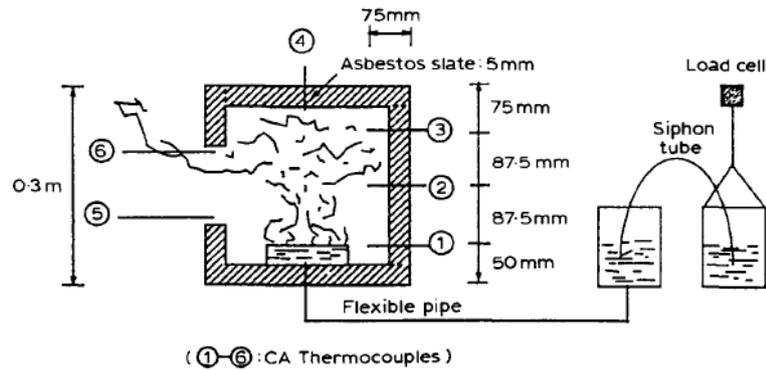


Figure 6: Dispositif expérimental utilisé par Kim *et al.* (1993).

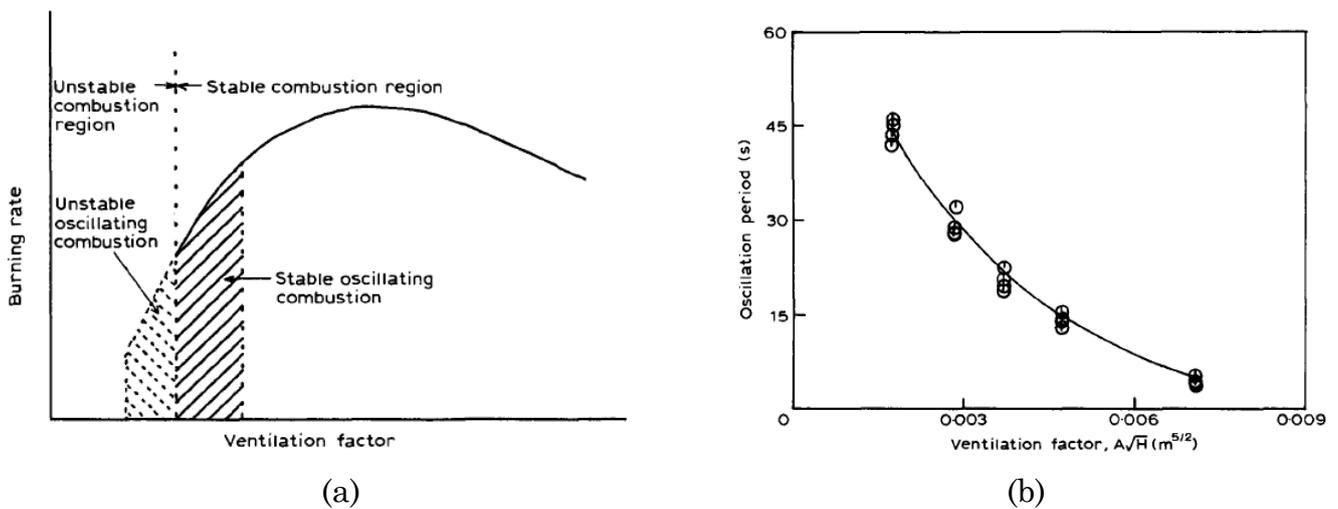


Figure 7 : (a) Régimes de combustion contrôlés par la ventilation et (b) influence du facteur de ventilation sur la période d'oscillation dans le régime instable oscillant (extrait de Kim *et al.*, 1993).

Lorsque le compartiment est fortement sous-ventilé, nous venons de voir qu'un régime instable oscillant peut apparaître. Ce régime correspond à des situations où la flamme reste au-dessus de la nappe combustible, occupant alternativement tout ou partie de sa surface. Il existe un autre phénomène, qualifié de « ghosting flame » par Foote (1987), que l'on peut traduire par « flamme fantôme » ou « flamme dansante ». Chen *et al.* (2016) donnent une description de ces deux phénomènes :

Another content involved in fire study refers to special flame phenomena, namely "ghosting flame" and "Oscillating fire", when there is seriously insufficient ventilation. "ghosting flame" refers to a special combustion phenomenon that flame breaks away from the combustible surface and moves towards far from the combustible. "Oscillating fire" refers to the reciprocal combustion phenomenon that flame gradually

shrinks in only covering parts of oil-bath surface from covering the entire oil-bath surface but recovers to the entire oil-bath surface later.

Cette description doit être nuancée car, comme nous le verrons, la flamme peut se détacher du bac, se déplacer dans l'enceinte sous la forme de « flamme fantôme », et revenir au-dessus du bac plusieurs fois avant de s'éteindre, générant des oscillations sur le débit d'évaporation du combustible et d'autres grandeurs de l'écoulement.

Foote (1986) a été le premier à observer ce phénomène de « flamme fantôme » dans un compartiment sous-ventilé. Ce phénomène a également été observé par Sugawa *et al.* (1989) lors d'essais de combustion d'une nappe de méthanol de 30 cm de diamètre dans un dispositif grand échelle ($l \times L \times H = 2 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 0,6 \text{ m}$) comportant une ouverture en partie haute d'une paroi latérale. Les auteurs ont constaté que la flamme commence à se détacher du bac, lorsque la concentration en oxygène diminue jusqu'à 6%, et change de couleur, passant de l'orange au bleu pâle. Selon la sévérité des conditions de ventilation, différents comportements de « flamme fantôme » ont été relevés, la flamme pouvant flotter sous le plafond sur une période de 7 à 20 minutes ou revenir vers la surface du combustible et s'y attacher à nouveau. Avant que la « flamme fantôme » n'apparaisse, les auteurs ont mesuré une fréquence des pulsations de flamme de l'ordre de 3 Hz.

Lors d'un essai de combustion d'une nappe d'hydrocarbure liquide (TPH/TBP) à plus grande échelle, dans une enceinte de 10 m de long, 3,75 m de large et de 2,5 m de haut, comportant une ouverture de 0,64 m² (Figure 8), Audouin *et al.* (1997) ont observé le phénomène de « flamme fantôme ». Lors de cet essai, une épaisse couche de fumées s'est formée et la température en plafond a atteint plus de 760°C. La surpression dans le local a entraîné l'expulsion des produits de combustion par l'ouverture, limitant l'apport d'air. Cinq minutes après l'inflammation, la combustion diminuait d'intensité et la flamme prenait une couleur bleu pâle. Une « flamme fantôme » se formait et se déplaçait vers l'ouverture.

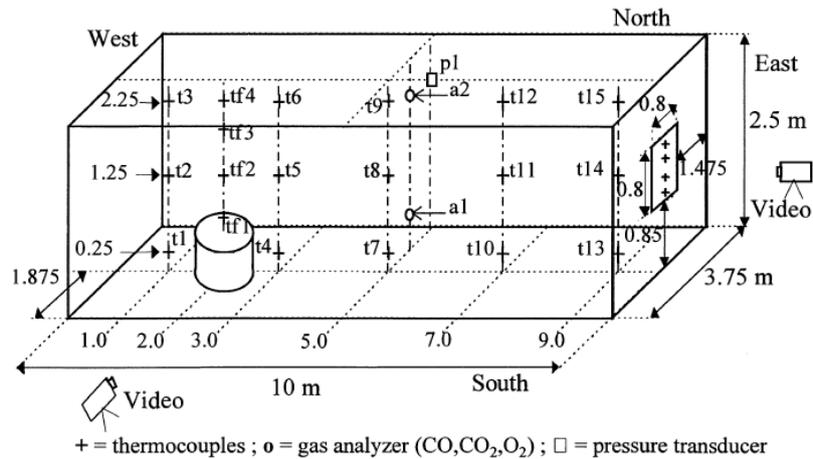


Figure 8 : Dispositif expérimental utilisé par Audouin *et al.* (1997).

Le phénomène de « flamme fantôme » a été obtenu par Coutin *et al.* (2000) et Bertin *et al.* (2002) lors d'essais conduits dans une enceinte de 0,6 m×0,4 m×0,8 m, ventilée naturellement grâce à une fente réglable, placée sur une des parois latérales. La source était composée d'un brûleur à gaz vertical positionné à l'arrière du compartiment (Figure 9), simulant un feu de paroi. Sur 83 expériences réalisées, correspondant à différentes puissances de foyer, le taux d'observation de « flammes fantômes » a été d'environ 50%. La faible reproductibilité de ce phénomène en laboratoire montre le caractère très instable de la « flamme fantôme ».

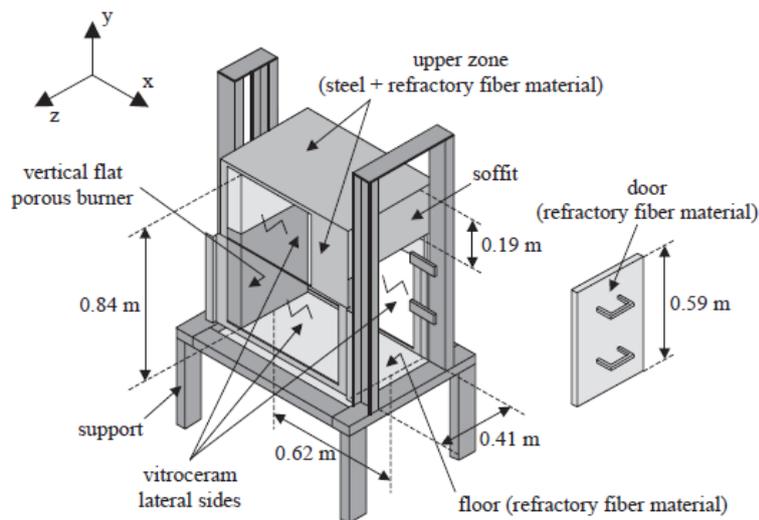


Figure 9 : Dispositif expérimental utilisé par Coutin *et al.* (2000) et Bertin *et al.* (2002).

Plus récemment, Utiskul *et al.* (2005) ont étudié le comportement de feux de nappe d'heptane de 6,5 à 19 cm de diamètre, dans une enceinte cubique de 40 cm de côté avec des fentes réglables, l'une placée sur une face latérale en partie haute, l'autre en partie basse (Figure 10). En augmentant l'aire de l'ouverture naturelle, quatre régimes de combustion ont été identifiés : (1) un régime instable où l'extinction se produit en raison du remplissage du local par les fumées (tas : smoke filling) ; (2) un régime instable où l'extinction est due au soufflage de la flamme par l'écoulement d'air provenant de l'ouverture en partie basse ; (3) un régime stable d'oscillations stationnaires soutenues, l'extinction se produisant par épuisement du combustible ; et enfin (4) un régime stable où le feu brûle de façon stationnaire, sans oscillations, jusqu'à l'extinction. Si les flammes oscillantes ont été observées dans les régimes (2) et (3), avec une fréquence de l'ordre du Hz, les flammes « fantômes » ne sont apparues que dans le régime (2). Une théorie basée sur un critère de température de flamme a été développée montrant que l'extinction n'est pas seulement reliée à la valeur limite de concentration d'oxygène, mais aussi à la température dans l'enceinte et au flux de chaleur reçu à la surface du combustible.

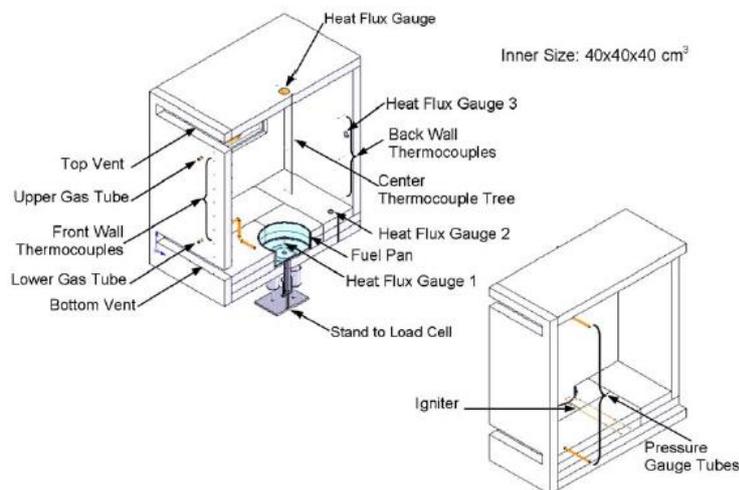


Figure 10 : Dispositif expérimental utilisé par Utiskul *et al.* (2005).

Les travaux mentionnés précédemment sur le phénomène de « flamme fantôme » en milieu ventilé naturellement ne constituent pas une liste exhaustive. On peut citer également les travaux de He *et al.* (2015), Most et Saulnier (2011) ou Pearson (2007) sur ce sujet.

2.3 Instabilités de combustion dans un compartiment ventilé mécaniquement

Comme nous l'avons vu, les instabilités de combustion en milieu ventilé naturellement ont été très largement étudiées, alors que très peu d'études existent pour des milieux ventilés mécaniquement.

Matsuyama *et al.* (2015), ont étudié le comportement d'un feu de nappe d'éthanol de 45 cm de diamètre disposé au centre d'un compartiment de 2,4 m×3,6 m×2,4 m (local ISO 9705), comportant une extraction mécanique des fumées en partie haute. L'étude a porté sur l'influence de la position de l'ouverture libre (en partie haute ou en partie basse) et du débit d'extraction (0,006 et 0,05 m³/s) sur les structures de flamme et d'écoulement, la distribution de température et la concentration d'oxygène dans l'enceinte. Pour une admission d'air en partie basse, l'air entrant impacte directement la flamme, ce qui rend la combustion instable et conduit à l'extinction de la flamme. Une stratification de l'écoulement en deux couches est observée. Lorsque l'admission se fait en partie haute, le taux d'évaporation du combustible liquide décroît avec l'apport d'air et la combustion est stable (i.e. l'extinction a lieu par épuisement du combustible). A noter enfin que, pour les deux positions de bouche d'admission, la concentration d'oxygène juste avant l'extinction est inférieure à 15% à 10 cm au-dessus du plancher. Aucun phénomène oscillatoire n'a été constaté par les auteurs.

Loo *et al.* (2013), puis plus récemment Coppalle *et al.* (2015), ont étudié les caractéristiques d'extinction d'une nappe d'heptane dans une enceinte cubique de 1 m de côté, à ventilation contrôlée. L'instrumentation mise en œuvre était très complète comme le montre la Figure 11a. Les auteurs ont constaté que, pour de très faibles niveaux de ventilation, l'extinction a lieu pour une concentration d'oxygène proche de 14%, et que cette valeur limite ne varie pas significativement d'un essai à l'autre. De plus, les débits d'évaporation, au moment où l'extinction a lieu, se sont révélés très inférieurs à celui correspondant à la combustion d'heptane à l'air libre (Figure 11b). Pour certaines conditions de ventilation, les auteurs ont observé, avant l'extinction, une « flamme fantôme » positionnée quelques centimètres au-dessus du bac de combustible.

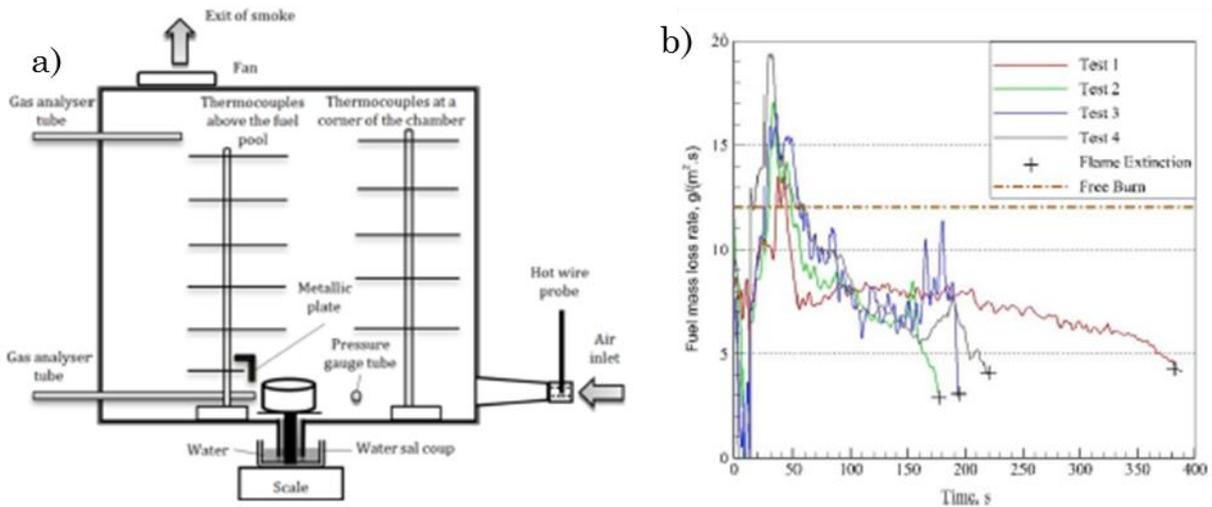


Figure 11 : (a) Vue de face du dispositif expérimental, (b) évolution temporelle du débit massique d'évaporation par unité de surface pour différents essais (Loo *et al.*, 2013, Coppalle *et al.*, 2015).

A notre connaissance, les oscillations BF en milieu confiné et ventilé mécaniquement ont été pour la première fois observées à grande échelle dans le dispositif DIVA (Dispositif d'études de l'Incendie, de la Ventilation et de l'Aérocontamination) de l'IRSN, lors d'essais de feux de nappes d'heptane (Prétrell *et al.*, 2016) et de feux de câbles (Zavaleta et Audouin, 2017) menés dans le cadre du Programme PRISME2 de l'OCDE. Le caractère inattendu de ce phénomène et ses implications sur la sûreté des installations comptent parmi les raisons qui ont motivé le présent travail de thèse. Le dispositif DIVA, représentatif d'une installation nucléaire, est constitué de quatre locaux identiques de 120 m³ (4 m×5 m×6 m) ventilés mécaniquement (Figure 12) et d'un couloir adjacent aux trois locaux de l'étage inférieur. Ce dispositif est en béton armé et a été dimensionné pour que chaque local puisse résister aux fortes variations de pression induites par un incendie.

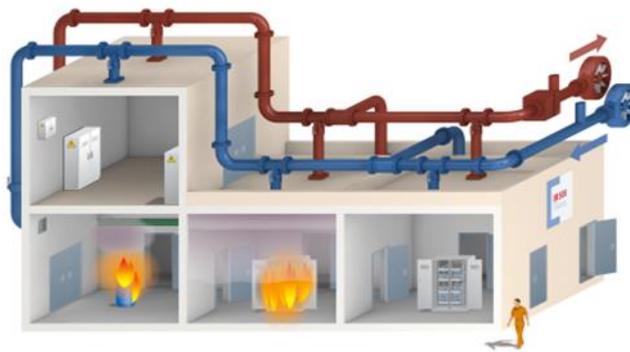


Figure 12 : Dispositif expérimental DIVA de l'IRSN.

Chaque local possède une bouche d'admission et une bouche d'extraction, dont les ouvertures sont toutes deux rectangulaires (0,3 m×0,6 m) et situées entre 2,20 et 2,80 m de hauteur. L'admission et l'extraction se font dans la direction OUEST/EST (Figure 13). Les gaines de ventilations sont reliées à des moteurs de soufflage et d'extraction. L'allumage de la nappe d'hydrocarbure s'effectue à l'aide d'un brûleur propane contrôlé à distance.

A la suite de cet événement inattendu, une campagne d'essais spécifiques a été spécifiquement conduite par Prétrel *et al.* (2016). Lors de ces essais, les auteurs ont fait varier certains paramètres liés à la source, à la ventilation et à l'isolation du local : la nature du combustible (gaz propane, heptane et dodécane), l'aire de la source (0,4 et 0,3 m²), le taux de renouvellement d'air (de 8 à 17 h⁻¹) et l'aire pariétale couverte par un matériau isolant (37,5 et 84 m²) (Tableau 1).

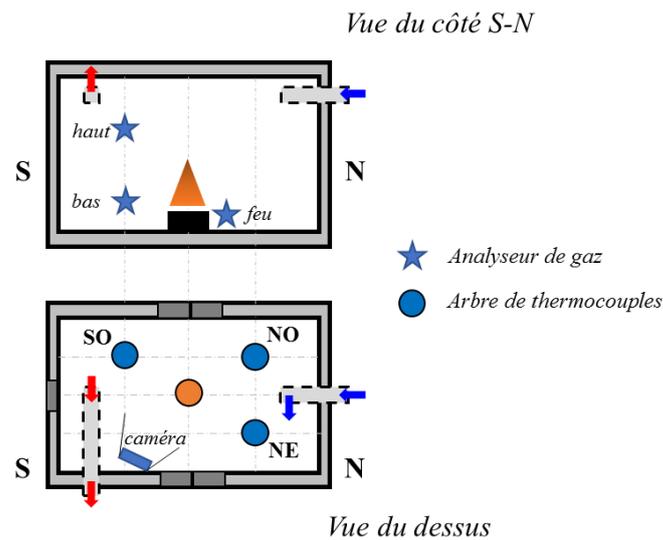


Figure 13 : Configuration commune aux essais réalisés par Prétrel *et al.* (2016) dans le dispositif DIVA.

Tableau 1 : Matrice des essais réalisés par Prétrel *et al.* (2016) dans le dispositif DIVA.

TEST	S1	IQ	1	1T	S3	S5	S6	S7	S8	1A
Fuel	Propane	Dodecane	Heptane							
S	(m ²)	–	0.4	0.4		0.4	0.4	0.4	0.4	0.3
Tr	(/h)	12		12		15	8	12	17	
A _{ins}	(m ²)	84.0		84.0		84.0	84.0	37.5	37.5	

Pour la plupart des essais impliquant un hydrocarbure liquide, un comportement oscillatoire BF a été observé sur le taux d'évaporation du combustible, mais aussi sur la pression, les températures et les concentrations de gaz dans le local. Les oscillations sont caractérisées par une fréquence dominante de 5 à 7 mHz, ce qui correspond à des périodes de 150 à 200 s. L'analyse vidéo a montré une relation claire entre les variations du taux d'évaporation et le déplacement de la flamme, comme illustré par la Figure 14 sur un cas particulier (i.e. le cas S8 correspondant à un feu de nappe d'heptane de 0,4 m² et un taux de renouvellement d'air de 12 h⁻¹). Sur un cycle d'oscillations, deux phases ont été identifiées par les auteurs : sur les 2/3 du cycle, une phase de feu de nappe classique où la flamme est attachée à la nappe de combustible, et sur le dernier tiers du cycle, une phase où la flamme se comporte comme une « flamme fantôme », se déplaçant dans le compartiment. Au cours de cette dernière phase, le débit d'évaporation diminue rapidement, avec néanmoins des variations importantes dues au comportement chaotique de la flamme.

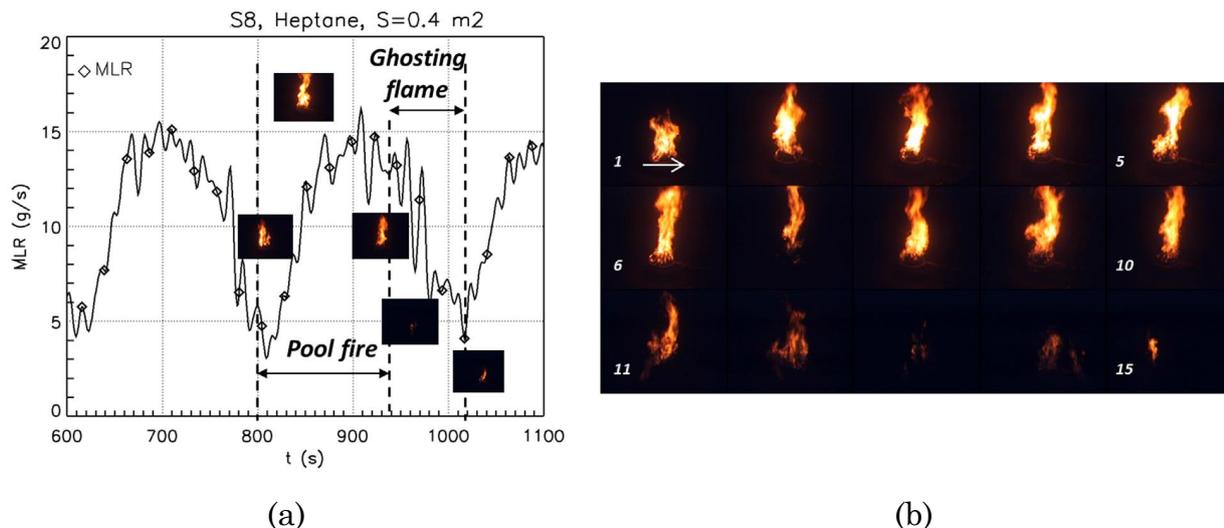


Figure 14 : (a) Evolution temporelle du débit d'évaporation d'heptane et (b) prises de vue de la flamme d'heptane sur un cycle d'oscillations (cas S8, extrait de Prétrel *et al.*, 2016).

Les auteurs donnent une première explication du phénomène oscillatoire pour un feu sous-ventilé : *ce phénomène est dû au couplage entre le taux de combustion et le débit d'admission d'air, au travers des paramètres que sont la pression moyenne et le processus d'advection dans le local*. Ils soulignent que la condition de « flamme fantôme » est probablement le phénomène principal qui détermine l'occurrence et la fréquence des oscillations.

La conclusion de cet article est que des problèmes de compréhension du phénomène oscillatoire subsistent, auxquels le présent travail se propose de répondre. Pour cela, il a été décidé de réaliser une maquette à échelle réduite d'un local de DIVA afin de réaliser un grand nombre d'essais à moindre coût et avec des contraintes opératoires moins fortes.

3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET PRESENTATION DES ESSAIS

Comme nous venons de le dire, concevoir une maquette à échelle réduite permet, dans des conditions opératoires moins contraignantes, et à moindre coût, de réaliser un très grand nombre d'essais dans des conditions expérimentales mieux maîtrisées. Elle permet de plus de tester plus aisément un grand nombre d'hypothèses au travers de différentes configurations d'essais. Dans le présent travail, nous avons pris le parti de concevoir un dispositif modulable, appelé NYX, en nous rapprochant au mieux de la configuration expérimentale de DIVA qui a conduit aux oscillations BF observées par Prétrel *et al.* (2016), en termes de nature de combustible, de position et d'orientation des bouches d'admission et d'extraction, et de taux de renouvellement du local.

On présente ci-dessous la procédure de dimensionnement du dispositif et l'instrumentation utilisée, ainsi que les essais sur lesquels a porté l'analyse.

3.1 Dimensionnement du dispositif

La maquette NYX est une reproduction à l'échelle 1:4 d'un local du dispositif réel DIVA. Une analyse dimensionnelle est présentée afin de déterminer les dimensions du bac de combustible et des bouches de ventilation, compte tenu de ce rapport d'échelle.

3.1.1 Dimensions de la maquette

La maquette NYX, dont les dimensions intérieures sont 1 m×1,25 m×1,5 m, est présentée sur la Figure 15. Elle est constituée d'un châssis en acier sur lequel les éléments des parois latérales, qu'ils soient en verre, en acier recouvert de matériau réfractaire (i.e. du silicate de calcium) ou non, viennent s'insérer, ce qui facilite leur interchangeabilité. Le plancher et le plafond sont, pour tous les essais, constitués d'éléments en acier recouverts de matériau réfractaire.

Le bac de combustible est placé au centre de la maquette.



Figure 15 : Maquette NYX.

3.1.2 Taille du bac de combustible

Pour évaluer le diamètre de notre nappe circulaire de combustible d , tout en fixant le rapport d'échelle des dimensions de l'enceinte, $n = \frac{\text{Echelle DIVA}}{\text{Echelle nyx}} = 4$, la procédure retenue a consisté à conserver le taux de renouvellement d'air dans l'enceinte pour lequel les oscillations BF ont été obtenues dans le dispositif DIVA : $Tr_{DIVA} = 15 h^{-1}$.

Sachant que le taux de renouvellement est défini comme le rapport entre le débit volumique d'admission d'air avant inflammation et le volume du local, son invariance par changement d'échelle conduit à :

$$Tr_{DIVA} = Tr_{NYX} \rightarrow \frac{\dot{Q}}{V_{DIVA}} = \frac{\dot{q}}{V_{NYX}} \quad (4)$$

où \dot{Q} et \dot{q} sont les débits volumiques d'admission d'air dans DIVA et NYX.

De sorte que :

$$\frac{\dot{q}}{\dot{Q}} = \frac{V_{NYX}}{V_{DIVA}} = \frac{1}{n^3} \quad (5)$$

Le débit d'air volumique (en m³/h) nécessaire à la combustion de m kg de combustible en une seconde s'écrit sous la forme :

$$\dot{Q} = 3600 \dot{m}'' A_{bac} \frac{V_{air}}{1} \quad (6)$$

où \dot{m}'' est le débit d'évaporation massique par unité de surface du combustible liquide, A_{bac} l'aire du bac de combustible et V_{air} le volume d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible.

En supposant que ce volume d'air est identique pour les deux échelles, $(V_{air})_{NYX} = (V_{air})_{DIVA}$, l'équation (5) se réduit alors à :

$$\frac{(\dot{m}'' A_{bac})_{NYX}}{(\dot{m}'' A_{bac})_{DIVA}} = \frac{1}{n^3} \quad (7)$$

Le débit d'évaporation peut être estimé à partir de la formule de Babrauskas (1983) :

$$(\dot{m}'')_{DIVA} = \dot{m}''_{\infty} (1 - e^{-k\beta D}) \quad (8)$$

où D est le diamètre du bac dans DIVA.

En combinant les équations (7) et (8), il est possible d'établir une relation entre les diamètres des bacs d'hydrocarbure dans NYX et DIVA, d et D :

$$\frac{d}{D} = \sqrt{\frac{1 (1 - e^{-k\beta D})}{n^3 (1 - e^{-k\beta d})}} \quad (9)$$

Sachant que $D = 0,71$ m, $n = 4$, et que, pour l'heptane, $k\beta = 1,1$ m⁻¹ et $\dot{m}''_{\infty} = 0,101$ kg/s/m², la relation précédente conduit à un diamètre de bac dans la maquette NYX de 0,16 m.

3.1.3 Dimension des bouches de ventilation

Au niveau des bouches de ventilation, on suppose que le nombre de Froude est conservé :

$$Fr_{DIVA} = Fr_{NYX} = \frac{U^2}{gL_c} = \frac{u^2}{gl_c} \quad (10)$$

où l_c, L_c sont des longueurs caractéristiques des bouches de ventilation des dispositifs NYX et DIVA, u et U les vitesses d'admission d'air respectives. La relation précédente s'écrit :

$$\frac{U}{u} = \sqrt{\frac{L_c}{l_c}} \quad (11)$$

Sachant que $\dot{q} = l_c^2 u$ et que $\dot{Q} = L_c^2 U$, il vient :

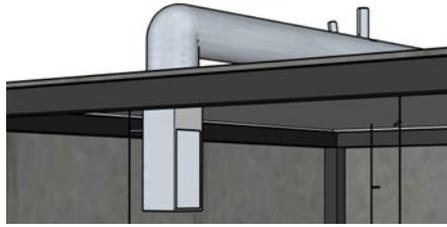
$$l_c = \left(\frac{\dot{q}}{\dot{Q}}\right)^{\frac{2}{5}} \times L_c \quad (12)$$

Cette relation devient, en utilisant l'équation (5) :

$$l_c = \left(\frac{1}{n^3}\right)^{\frac{2}{5}} \times L_c \quad (13)$$

Puisque, dans le cas présent, $n = 4$ et $L_c = \sqrt{lL} = \sqrt{0,3 \times 0,6} = 0,424 \text{ m}$, on obtient $l_c = 0,080 \text{ m}$.

En conservant le même rapport entre la hauteur et la largeur des bouches de ventilation que dans DIVA (i.e. $L/l = 2$), les dimensions des ouvertures des bouches de ventilation dans NYX sont de $0,057 \text{ m} \times 0,114 \text{ m}$ (Figure 16).



(a)



(b)

Figure 16 : (a) Schéma et (b) image de la bouche d'admission dans NYX.

3.2 Instrumentation

L'instrumentation décrite ci-dessous est commune à l'ensemble des essais présentés dans ce mémoire. Les incertitudes associées aux appareils de mesure, à leurs chaînes de mesure et d'acquisition ont été évaluées à partir de sources de référence (e.g. four étalon, gaz étalon ou contrôleur de pression CPC 6000). Elles sont données en Annexe 1.

3.2.1 Acquisition

Tous les capteurs de mesure sont raccordés à un châssis National Instrument CompactDAQ Ethernet permettant une acquisition des données par le logiciel LabVIEW. Afin de faciliter cette acquisition, un programme a été créé permettant de convertir les signaux dans les unités des grandeurs d'intérêt. Un programme Excel a été également développé afin d'automatiser et optimiser le post-traitement des données. La fréquence d'acquisition des signaux a été fixée à 1 Hz.

3.2.2 Perte de masse

Le débit d'évaporation du combustible conditionne la puissance du foyer. Celui-ci est déduit de l'évolution temporelle de la perte de masse. Pour mesurer cette dernière, nous avons utilisé une balance de marque SARTORIUS IS6CCE-H0CE, précise à $\pm 0,01$ g et de 6,2 kg de portée maximale. Compte tenu des fortes sollicitations de

température et de pression auxquelles le local pourrait être soumis, la possibilité d'installer la balance à l'extérieur de l'enceinte a été envisagée, en s'inspirant de la technique de garde d'eau mise en place par Utiskul *et al.* (2005). La Figure 17 schématise cette technique de mesure où l'eau assure l'étanchéité entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte. La balance mesure la masse du bac de combustible et du barreau métallique, augmentée de la masse induite par les forces de pression à la surface de la nappe d'eau. En effectuant un bilan des forces appliquées à la balance, la perte de masse du combustible est quantifiable et s'écrit sous la forme suivante :

$$\dot{m}_f'' = \dot{m}_B'' - \frac{A_{Sh}}{gA_F} \frac{d}{dt} (p - p_\infty) \quad (14)$$

où \dot{m}_B'' est la dérivée temporelle de la masse mesurée par la balance par unité de surface, A_{Sh} l'aire de la surface d'eau en contact avec l'intérieur de la maquette, A_F l'aire du bac de combustible, p la pression à l'intérieur du local et p_∞ la pression extérieure.

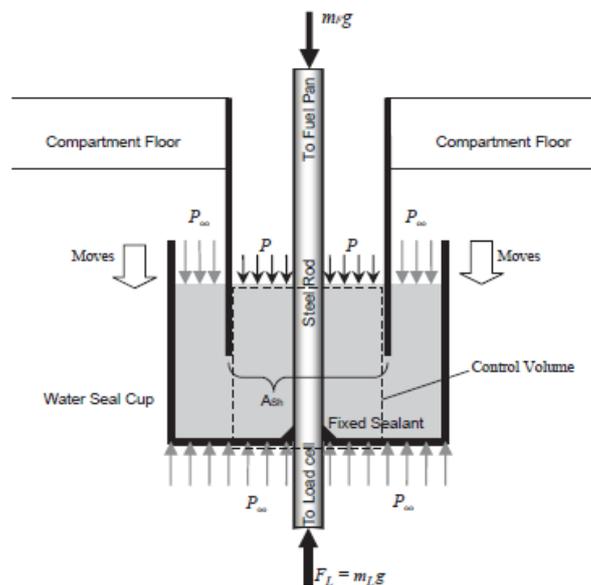


Figure 17 : Schéma de la technique de garde d'eau utilisée par Utiskul *et al.* (2005).

Le dispositif expérimental d'Utiskul est muni de fentes latérales en parties haute et basse, ce qui conduit, en cours d'essai, à une pression dans le local voisine de la pression atmosphérique.

Loo *et al.* (2013) ont eux-aussi utilisé cette technique avec succès, les fluctuations de pression restant relativement faibles lors des essais.

Cette technique a donc été testée dans le dispositif NYX. Malheureusement, compte tenu des fortes variations de pression dans le local, elle s'est vite révélée inappropriée. Suivant les niveaux de pression dans le local, l'eau débordait du bac de garde d'eau ou s'écoulait dans le compartiment.

La stratégie retenue a donc été de souder un compartiment étanche, sous le plancher de la maquette, dans lequel la balance a été installée (Figure 18). De plus, nous avons disposé sur le compartiment à balance une plaque de silicate de calcium, affleurant le plancher, afin de limiter les contraintes thermiques.

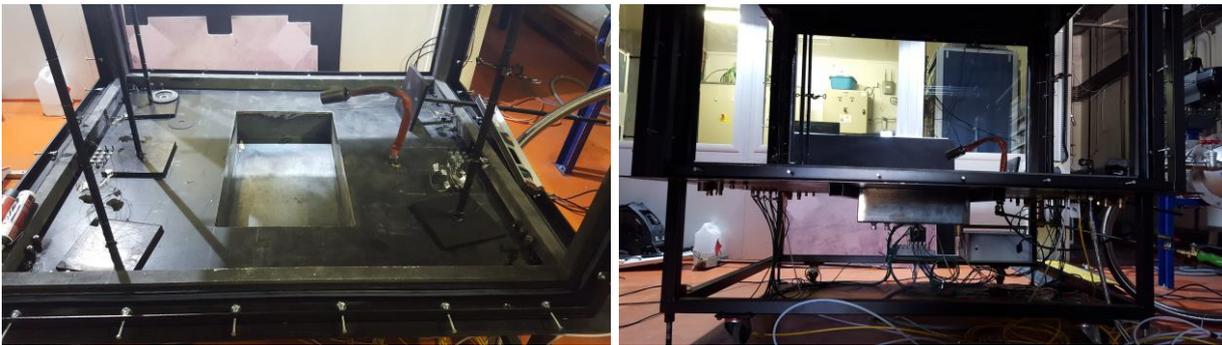


Figure 18 : Compartiment à balance disposé sous le plancher du dispositif NYX.

Le taux de perte de masse, ou débit d'évaporation, du combustible a été calculé par simple dérivation temporelle de la masse mesurée au cours du temps. Le signal brut étant très bruité, une moyenne mobile centrée sur 12 s a été appliquée (Figure 19).

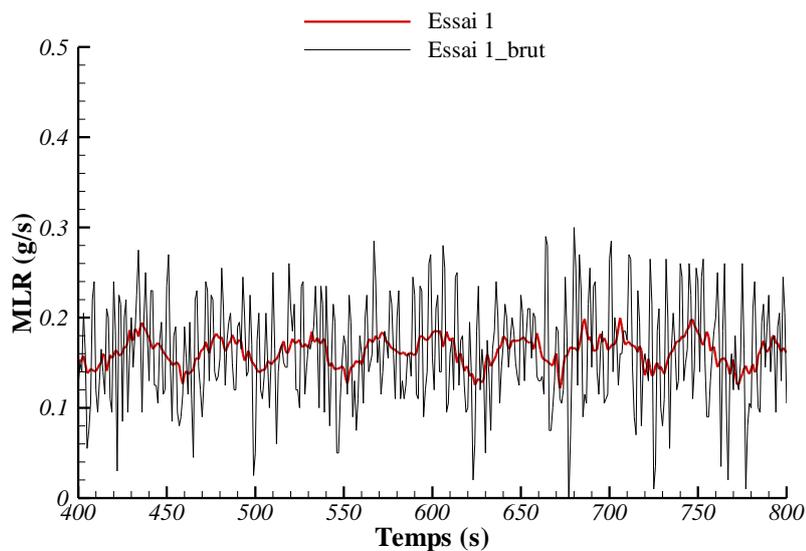


Figure 19 : Débit d'évaporation (MLR) d'heptane sur une période de 400 s : signal brut (courbe en trait noir) et moyenné (courbe en trait rouge).

3.2.3 Température du gaz

Cinq arbres de thermocouples ont été installés dans le dispositif NYX afin de mesurer la température locale du gaz dans l'enceinte : un dans chaque coin, à 0,4 m de l'axe central du dispositif, et un, le long de l'axe central. En prenant comme origine le plancher de la maquette, les thermocouples placés dans les coins, au nombre de cinq, ont été positionnés à 0,15, 0,35, 0,55, 0,75 et 0,95 m de hauteur, ceux placés au-dessus du bac, au nombre de quatre, à 0,15, 0,45, 0,65 et 0,85 m de hauteur (Figure 20). Les thermocouples sont de type K (Chromel-Alumel) et ont un diamètre de 0,5 mm.

Deux thermocouples de même type, mais d'un diamètre de 1,5 mm, ont été également disposés dans les gaines de ventilation, l'un à l'admission, l'autre à l'extraction.

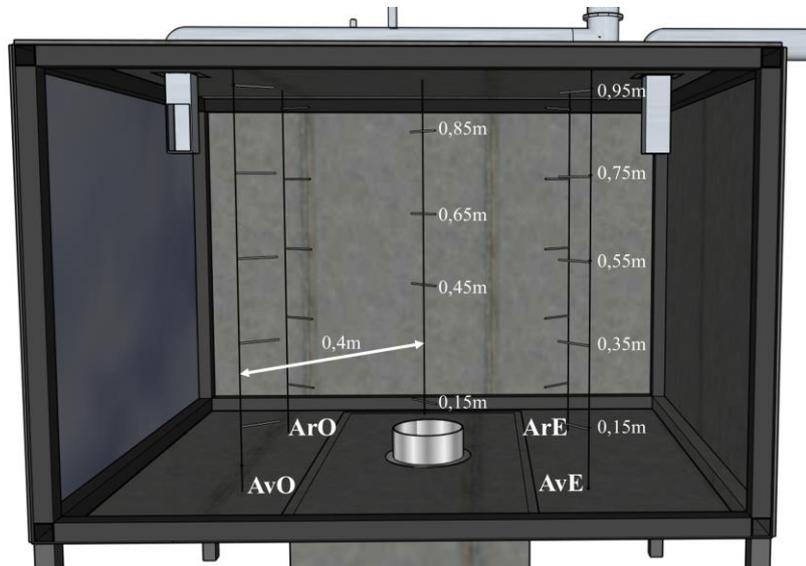


Figure 20 : Position des thermocouples dans le dispositif NYX. Le coin AvE correspond au coin AVANT-EST, ArE au coin ARRIERE-EST, AvO au coin AVANT-OUEST et ArO au coin ARRIERE-OUEST.

3.2.4 Concentration des espèces chimiques

Les fractions molaires de monoxyde de carbone, de dioxyde de carbone et d'oxygène ont été mesurées à l'aide d'un analyseur XSTREAM, placé dans la gaine d'extraction. Selon la configuration d'essai retenue, d'autres analyseurs, de type SIEMENS ULTRAMAT, ont été utilisés pour les mesures simultanées des concentrations de CO, CO₂ et O₂, ou de O₂ seulement. Les évolutions temporelles des concentrations ont été corrigées afin de tenir compte du temps de transport entre la zone de prélèvement et l'analyseur, de l'ordre de 18 s.

3.2.5 Pression

Deux capteurs de pression ont été positionnés dans les coins ArO et AvE, au niveau du plancher. Ils utilisent des transmetteurs de pression de type ROSEMOUNT 3051 qui convertissent le signal en sortie analogique 4-20 mA. Ces transmetteurs de pression, sur la gamme [-1000 ;1000] Pa, ont été calibrés à l'aide d'un contrôleur CPC 6000.

3.2.6 Débits de ventilation

Le dispositif expérimental NYX a été raccordé à un réseau d'extraction dans le local CARINEA qui abrite d'autres dispositifs expérimentaux. Une vanne située à 3 m de la sortie du dispositif permet de réguler le débit d'extraction d'air. Contrairement au dispositif DIVA, où la ventilation est entièrement mécanique, le dispositif NYX utilise une extraction mécanique des produits de combustion et une admission d'air frais totalement libre. Ce choix, bien qu'il nous écarte des conditions de ventilation de DIVA, a été retenu afin de s'affranchir de la complexité induite par la résistance aéroulque de l'écoulement d'air entrant (voir §5.7).

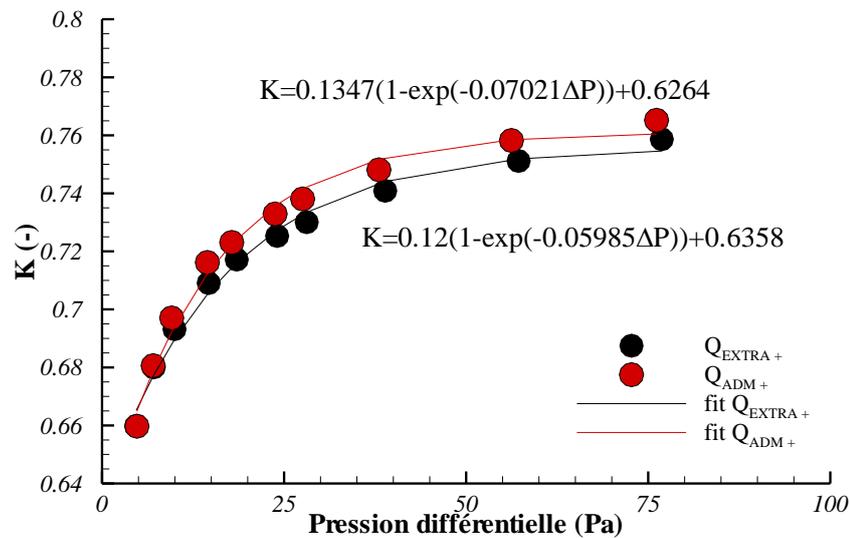
Des sondes de McCaffrey bidirectionnelles (McCaffrey et Heskestad, 1976), reliées à un transmetteur de pression, ont été mises en place au centre des gaines de ventilation. Elles permettent de mesurer les vitesses d'admission et d'extraction, et ainsi d'en déduire les débits associés grâce à la formule suivante :

$$Q_i = K_i \times \text{signe}(\Delta p_i) \times S_i \times \sqrt{\frac{2|\Delta p_i|}{\rho_i}} \quad i = \text{admission, extraction} \quad (15)$$

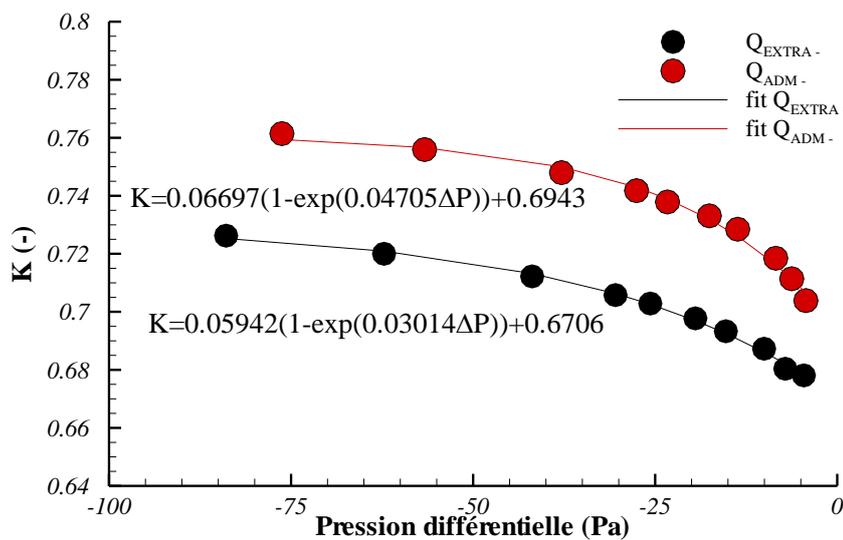
où, K_i est le coefficient déprimogène, Δp_i la différence entre les pressions amont et aval de la sonde, ρ_i la masse volumique du gaz et S_i l'aire de la section circulaire de la gaine de ventilation.

Une attention particulière a été portée à la calibration du coefficient déprimogène. Pour cela, nous avons placé un diaphragme dans les gaines d'admission et d'extraction, qui mesure directement le débit volumique de ventilation. L'égalité des débits volumiques mesurés par le diaphragme et la sonde nous donne la valeur du coefficient déprimogène. Les essais ont été réalisés à froid (sans combustion), pour des débits de ventilation de 7,5 à 42,2 m³/h, correspondant à des taux de

renouvellement de 4 à 22,5 h⁻¹. Enfin, la sonde de McCaffrey, étant bidirectionnelle, nous avons effectué le même protocole en inversant l'entrée et la sortie de chacune des deux veines de mesure pour déterminer le coefficient déprimogène dans le cas où l'écoulement s'inverse (i.e. une pression différentielle négative). Les diagrammes de la Figure 21 donnent respectivement les coefficients déprimogènes des veines de mesure d'admission et d'extraction en fonction de la pression différentielle mesurée par le transmetteur, ainsi que les courbes d'ajustement utilisées pour le calcul ultérieur des débits de ventilation.



(a)



(b)

Figure 21 : Evolution du coefficient déprimogène des sondes de McCaffrey en fonction de la différence de pression Δp_i , $i = \text{admission, extraction}$: (a) $\Delta p_i > 0$ et (b) $\Delta p_i < 0$.

Qualification de l'étanchéité du local

L'étape suivante a consisté à vérifier l'étanchéité du dispositif, en s'assurant de la conservation du débit massique de ventilation entre l'admission et l'extraction. Cette conservation peut être altérée par des fuites de gaz éventuelles, entrantes ou sortantes selon que le local est en dépression ou en surpression, et, le cas échéant, par un prélèvement de gaz à l'intérieur du local.

Nous nous sommes tout d'abord intéressés à l'étanchéité du local, en absence d'analyseurs. Des essais à froid (sans combustion) ont été conduits, en suivant un protocole précis :

- Local en dépression : on ferme la vanne d'admission, on extrait l'air présent dans le local, de façon à avoir un plateau de dépression. A un instant t , on ferme la vanne d'extraction et on coupe le moteur de ventilation. On étudie ensuite la croissance de la pression dans le local.
- Local en surpression : on ferme les vannes d'admission et d'extraction. On injecte de l'azote de façon à avoir un plateau de surpression. A un instant t , on stoppe l'injection d'azote et on étudie ensuite la décroissance de pression dans le local.

Les vannes d'admission et d'extraction étant fermées, l'équation de bilan de masse dans le local devient :

$$|\dot{m}| = \dot{m}_{fuites} \quad (16)$$

où \dot{m} représente la variation temporelle de la masse de gaz dans le local et \dot{m}_{fuites} le débit massique de fuites. En utilisant la loi des gaz parfaits, l'équation précédente s'écrit, à température constante :

$$|\dot{m}| = \rho \frac{V}{p} |\dot{p}| \quad (17)$$

où V est le volume du local et p la pression moyenne dans le local. La masse volumique ρ est celle de l'air ou celle de l'azote à la température ambiante selon que le local est en dépression ou en surpression.

On peut alors en déduire le débit volumique de fuites :

$$\dot{Q}_{fuites} = \frac{V}{p} |\dot{p}| \quad (18)$$

La Figure 22 montre l'évolution du débit volumique de fuites, en m³/h, en fonction de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte, $\Delta p = p - p_\infty$, lorsque le local est en dépression (courbe en trait vert) ou en surpression (courbe en trait bleu).

Pour les essais présentés dans le présent travail, l'erreur n'excède pas 2,5%. C'est la raison pour laquelle les fuites ont été négligées par la suite.

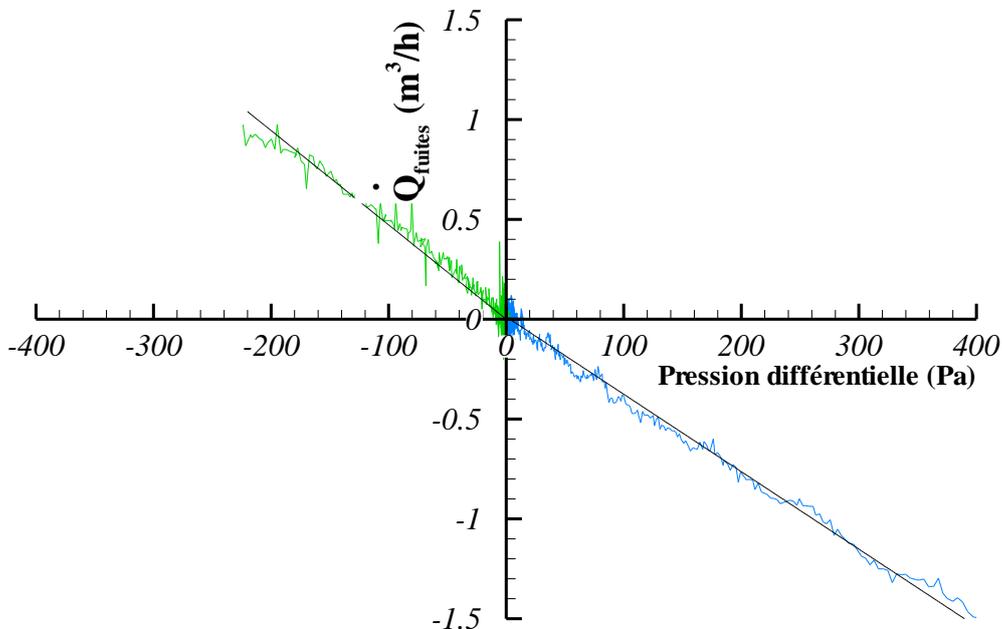


Figure 22 : Débit volumique de fuites en fonction de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte.

Comme nous l'avons indiqué précédemment, le prélèvement de gaz, ici en l'occurrence pour l'analyse de CO, CO₂ et O₂, peut altérer la conservation du débit massique. Malheureusement, le débit de prélèvement n'est pas fourni par le constructeur. Nous avons donc réalisé deux essais à froid, l'un en dépression, l'autre en surpression, pour lesquels quatre analyseurs ont été disposés dans le local. La Figure 23 compare les

débits de fuites en fonction de la pression différentielle Δp mesurée lors de ces essais avec ceux obtenus en absence d'analyseurs. On remarque que les deux courbes de tendance sont parallèles. L'écart entre les deux correspond au débit de gaz extrait par les analyseurs, soit en moyenne $0,504 \text{ m}^3/\text{h}$ pour les quatre analyseurs. Si ce taux de prélèvement reste faible, l'utilisation d'analyseurs au voisinage du bac, où la fraction molaire d'oxygène est proche de sa limite d'extinction, perturbe le phénomène oscillatoire (voir §4.2). Nous avons donc décidé de disposer un analyseur près du bac pour caractériser le phénomène physique, mais, en ce qui concerne l'étude paramétrique, aucune mesure de gaz n'a été réalisée au voisinage du foyer.

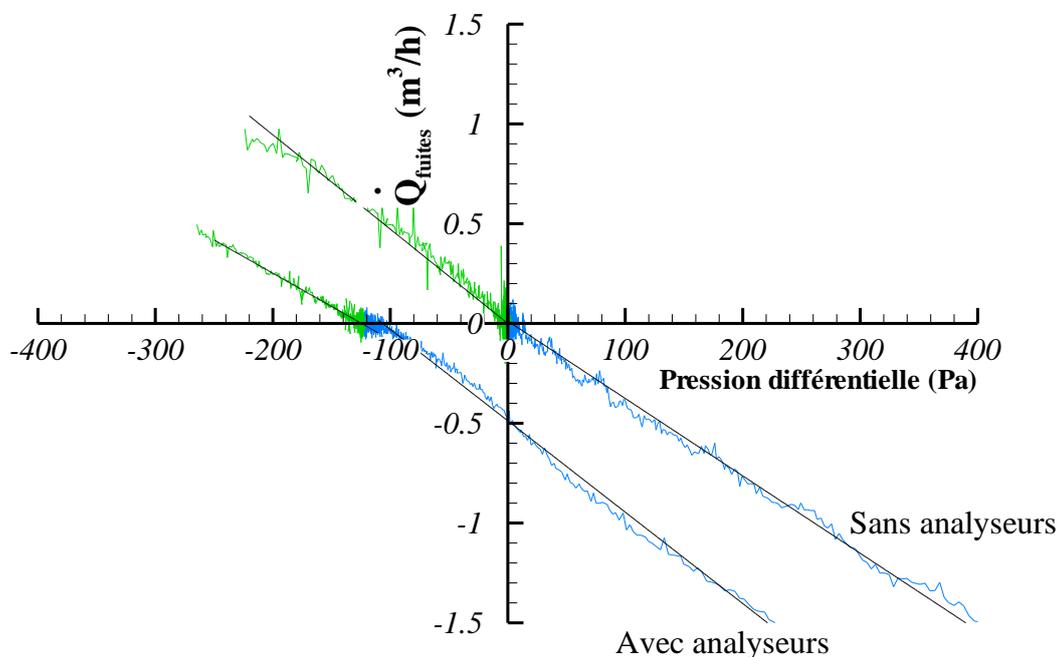


Figure 23 : Comparaison des débits de fuites obtenus lors des essais réalisés avec et sans analyseurs de gaz.

3.2.7 Inflammation

L'inflammation s'effectue grâce à un brûleur à propane d'une puissance inférieure à 1 kW. Afin de l'éloigner rapidement de la source après l'inflammation du combustible, ce brûleur est monté sur un bras articulé, pilotable à distance à l'aide d'un exécutable sous LabVIEW.



Figure 24 : Brûleur à propane utilisé pour l'inflammation de la nappe d'hydrocarbure.

3.2.8 Combustibles

Deux hydrocarbures liquides, l'heptane et le dodécane, ont été utilisés lors des essais. L'heptane est un mélange d'hydrocarbures aliphatiques et alicycliques en C_7 , dont le principal constituant est le n-heptane, de formule C_7H_{16} . Le dodécane est un alcane linéaire de formule chimique $C_{12}H_{26}$. Le Tableau 2 résume les propriétés physico-chimiques de ces deux combustibles.

Si l'heptane et le dodécane ont des chaleurs latentes de vaporisation comparables, ils présentent toutefois des différences significatives concernant leur température d'ébullition, leur point éclair et leurs limites d'inflammabilité. Il en résulte que le dodécane est moins inflammable que l'heptane. Une nappe d'heptane s'enflamme facilement avec le brûleur à propane en seulement quelques secondes, alors que le délai pour enflammer une nappe de dodécane peut dépasser deux minutes.

Tableau 2 : Propriétés physico-chimiques de l'heptane et du dodécane utilisés pour cette étude.

Combustible	Masse molaire (kg/mol)	Chaleur de combustion (MJ/kg)	Chaleur de vaporisation (kJ/kg)	Température d'ébullition (K)	Point éclair (K)	Limites d'inflammabilité (%vol.)
Heptane C_7H_{16}	0,100	45 ⁽¹⁾	317 ⁽²⁾	371,65 ⁽²⁾	269,15 ⁽⁴⁾	1,2 ⁽⁴⁾ /6,7 ⁽⁴⁾
Dodécane $C_{12}H_{26}$	0,170	50 ⁽¹⁾	361 ⁽³⁾	489,15 ⁽³⁾	344,15 ⁽⁴⁾	0,6 ⁽⁵⁾ /4,7 ⁽⁴⁾

⁽¹⁾ Kee *et al.* (1992)

⁽²⁾ Sikanen et Hostikka (2016)

⁽³⁾ Loo *et al.* (2013)

⁽⁴⁾ Beyler (2002)

⁽⁵⁾ Dong (2013)

3.3 Récapitulatif des configurations d'essais

Sur les 198 essais réalisés dans la présente étude, incluant des essais de qualification et de répétabilité, l'analyse du phénomène oscillatoire a porté sur 49 essais répertoriés dans le Tableau 3 (p53).

L'ensemble des essais ont en commun l'instrumentation décrite dans le §3.2 et les spécificités suivantes :

- Foyer : nappe d'hydrocarbure, contenue dans un bac circulaire, en acier inoxydable, positionné au centre du local ;
- Enceinte : plafond et plancher en acier recouvert d'une couche de silicate de calcium ;
- Ventilation : admission d'air libre et extraction forcée mécaniquement.

Pour les essais 1 à 15, 17, 19 à 25, et 27 à 48, la paroi OUEST du dispositif NYX est en verre afin de visualiser le déplacement éventuel de la flamme dans l'enceinte.

Les différentes positions et orientations des bouches d'admission sont schématisées sur la Figure 25 et la Figure 26.

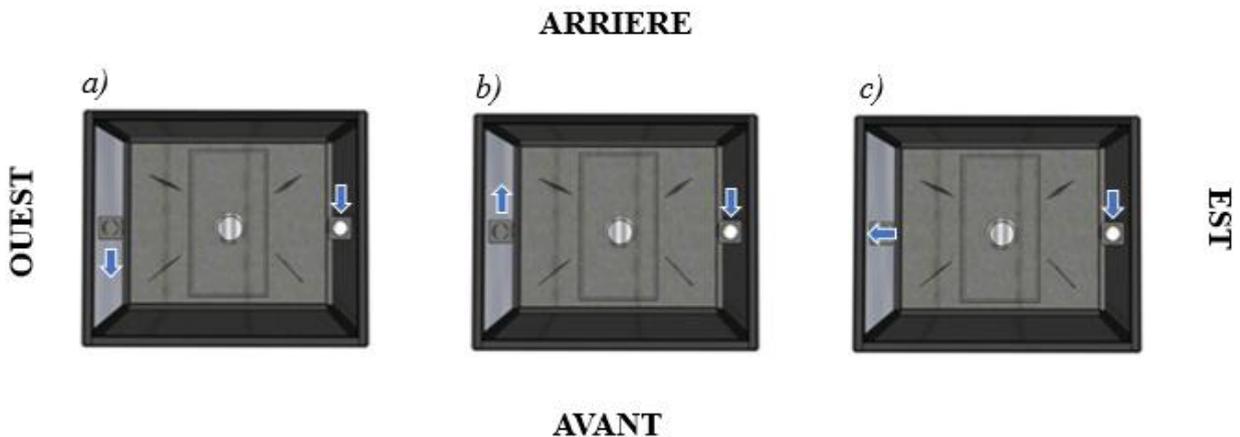


Figure 25 : Schéma montrant le sens de l'écoulement à l'admission et à l'extraction pour (a) les essais 1 à 21_bis et 24 à 48, (b) l'essai 22 et (c) l'essai 23.

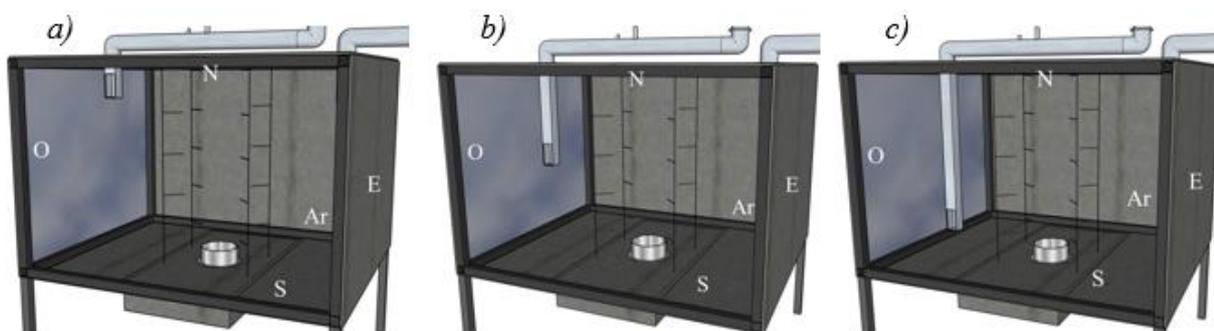


Figure 26 : Schéma du dispositif NYX montrant la position de la bouche d'admission pour (a) les essais 1 à 23 et 27 à 48, (b) l'essai 24 et (c) l'essai 25.

DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET PRESENTATION DES ESSAIS

Tableau 3 : Récapitulatif des configurations des essais retenus. SC fait référence à un élément de paroi en silicate de calcium et AG à un analyseur de gaz. D est le diamètre du bac, H sa hauteur.

Essai	Volume et nature du Combustible	D/H(cm)	Tr	Face orientation bouche d'admission	Position bouche d'admission	Parois latérales	Autres spécificités							
1	0,51 L d'heptane	12 / 5	4	AVANT	Haute	3 SC/acier +1verre								
2			6											
3			8											
4			10											
5			12,5											
6	0,8 L d'heptane	15.4 / 5	8											
7			10											
8			12,5											
9			15											
10			16,5											
11			18											
12			20											
13	22,5													
14	1,1 L d'heptane	18 / 5,5	8											
15			10											
16			12,5											
17			12,5											
18			12,5											
19			1,35 L d'heptane			20 / 6,5		15	ARRIERE	Mi-hauteur Basse	3 SC/acier +1verre	1 AG au voisinage du foyer, 2 AG en partie basse dans les coins AvE et ArO et 1 AG en partie haute dans le coin AvE		
20													4 AG au voisinage du foyer	
21	1,35 L de dodécane	20 / 6,5							15		OUEST	Haute	3 SC/acier +1verre	
22														
23														
24														
25														
26														
27														
28														
29	1,95 L de dodécane	24 / 5	10			AVANT		Haute	3 SC/acier +1verre					
30											12,5			
31				15										
32				16,5										
33				18										
34	20													
35	22,5													
36	1,95 L de dodécane	24 / 5	10	AVANT	Haute	3 SC/acier +1verre								
37								12,5						
38								15						
39								18						
40								22,5						
41	10													
42	12,5													
43	1,95 L de dodécane	24 / 5	15	AVANT	Haute	3 SC/acier +1verre								
44								16,5						
45								20						
46								22,5						
47								10						
48	12,5													

4. ANALYSE ET CARACTERISATION DES OSCILLATIONS BF

Dans ce chapitre, nous présentons les observations faites lors d'un essai où des oscillations basse-fréquence sont apparues. Il s'agit de l'essai 19 du Tableau 3 (p53). Comme nous l'avons évoqué précédemment, malgré leur caractère intrusif, plusieurs analyseurs de gaz ont été disposés dans le local, dont un au voisinage du bac de combustible. Cela nous a permis de recueillir des informations complémentaires quant à l'interprétation physique du phénomène oscillatoire.

4.1 Observations

La Figure 27 montre l'évolution temporelle du débit d'évaporation d'heptane, ou MLR (pour Mass Loss Rate dans la terminologie anglo-saxonne), sur 500 s de feu, ainsi que des images de la flamme à différents instants.

Des oscillations apparaissent immédiatement après l'inflammation du bac de combustible. Mais après 250 s de feu, la période et l'amplitude de ces oscillations augmentent significativement. On identifie clairement entre 250 et 500 s, cinq oscillations basse-fréquence (BF) avec des périodes d'approximativement 50 s, ce qui correspond à des fréquences d'oscillations de l'ordre de 20 mHz.

L'analyse des images montrent que ces oscillations s'accompagnent de déplacements de la flamme visible hors du bac et d'un changement de structure et de couleur. Dans ce régime de combustion, l'extinction, qui se produit après 496 s de feu, suit la période oscillatoire, comme cela a été observé par d'autres auteurs (Sugawa *et al.*, 1989 ; Kim *et al.*, 1993 ; Utiskul *et al.*, 2005).

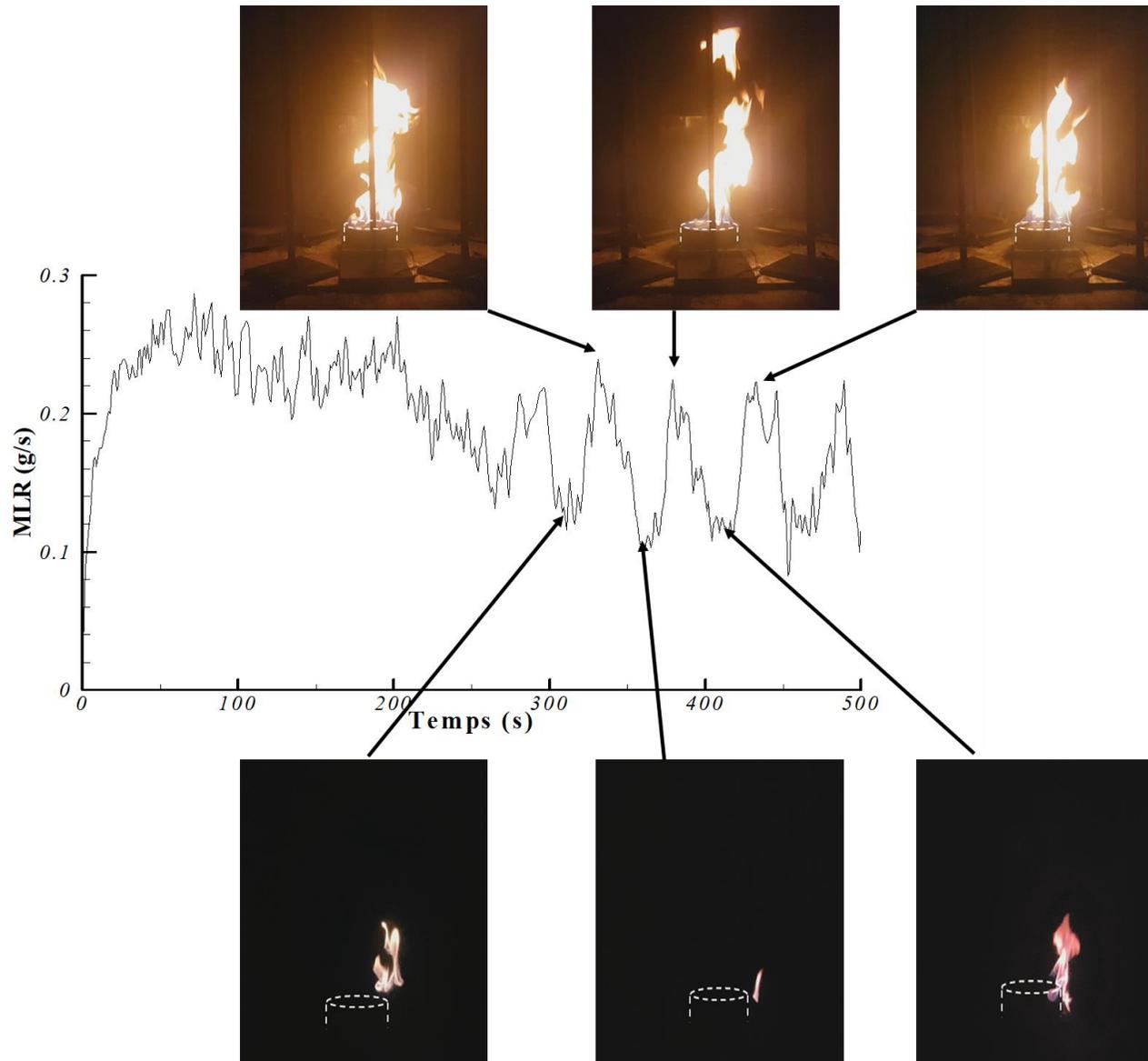


Figure 27 : Essai 19 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 0 et 500 s. Les images instantanées de la flamme correspondent aux extrema du débit d'évaporation pendant la phase oscillatoire BF.

Intéressons-nous à un cycle d'oscillation, par exemple entre 328 et 380 s. A 328 s, la flamme est droite et positionnée au-dessus du bac de combustible et le débit d'évaporation d'heptane est maximal. Entre 328 et 358 s, la flamme diminue d'intensité, se soulève et se déplace à la surface du bac pour n'occuper qu'une infime partie de la surface de la nappe. De façon concomitante, le débit d'évaporation diminue, pour atteindre un minimum. Entre 358 et 380 s, la flamme recouvre sa hauteur et revient au-dessus du bac pour occuper toute sa surface, et le débit d'évaporation augmente à nouveau. La période d'oscillation, ici de l'ordre de 52 s, correspond à l'intervalle de temps entre deux maxima ou deux minima du débit d'évaporation. Lors du cycle, la flamme change également d'apparence. En effet, lorsque la flamme quitte la surface du bac, elle change d'intensité et de couleur, passant du jaune au jaune-bleuté, et apparaît moins turbulente, ce qui résulte d'une diminution de la surface de combustible en feu, et donc du débit d'évaporation (Takeda et Akita, 1981 ; Mizukami *et al.* 2016). A noter que, pour cette configuration de ventilation, les observations montrent que, dans la phase oscillatoire, la flamme a tendance à se déplacer vers le coin AvE, sans toutefois se décrocher complètement du bac.

Les oscillations sur le débit d'évaporation conduisent à des oscillations sur d'autres grandeurs de l'écoulement, à savoir la pression dans le local, la fraction molaire d'oxygène et la température des gaz dans l'enceinte, et les débits d'admission et d'extraction, comme le montrent les évolutions temporelles de la Figure 28. On peut aussi observer sur cette figure que les oscillations de pression, du débit d'extraction et de la température du gaz sont en phase avec celles du débit d'évaporation, alors que le débit d'admission et la fraction molaire d'oxygène, à l'exception de celle mesurée au voisinage du foyer (voir ci-dessous), sont en opposition de phase. La Figure 28a montre de larges variations de la pression entre 250 et 500 s, pouvant atteindre plusieurs centaines de Pascal.

Les évolutions des températures de gaz mesurées le long de l'axe de flamme à 0,15 m et à 0,85 m du plancher suivent la même allure que celle du MLR (Figure 28b). Au voisinage du foyer, la température du gaz, logiquement plus élevée, est très sensible au déplacement de la flamme, ce qui conduit à des oscillations de plus grande amplitude. Lorsque la flamme est au-dessus du bac de combustible, la température

du gaz peut dépasser 1000 K, alors qu'elle peut descendre en-dessous de 450 K lorsque la flamme n'occupe plus qu'une faible partie de la surface de la nappe. En revanche, les températures de gaz mesurées dans le coin ArO (Figure 28c) augmentent avec la hauteur, tout comme l'amplitude de leurs oscillations. La stratification thermique est bien marquée.

Les diagrammes (d) et (e) de la Figure 28 représentent les évolutions temporelles des fractions molaires d'oxygène mesurées dans le local et dans la gaine d'extraction. Les concentrations en oxygène diminuent rapidement dans les 200 premières secondes de feu, puis fluctuent autour d'une valeur de 15-16%, avec des oscillations plus marquées au voisinage du foyer et en partie haute. Comme nous l'avons souligné précédemment, la fraction molaire d'oxygène $O_{2_{\text{foyer}}}$ est pratiquement en phase avec le MLR, ce qui peut paraître surprenant. En fait, les décroissances observées sont dues à la proximité, voire au contact, de la flamme qui par intermittence se déplace vers le coin AvE.

Après 200 s, le feu continue à brûler dans un environnement vicié et la ventilation n'est pas suffisante pour soutenir la combustion. La flamme oscille cinq fois avant de s'éteindre. Ce régime est dit « instable » dans la mesure où l'extinction a lieu avant que le combustible ne soit complètement épuisé.

Comme le met en évidence la Figure 28f, les fluctuations du débit volumique d'admission sont beaucoup plus importantes qu'à l'extraction. Cela s'explique par les fortes résistances aérauliques à l'extraction (le débit est régulé à l'aide d'une vanne), tandis que l'air frais entre librement dans l'enceinte.

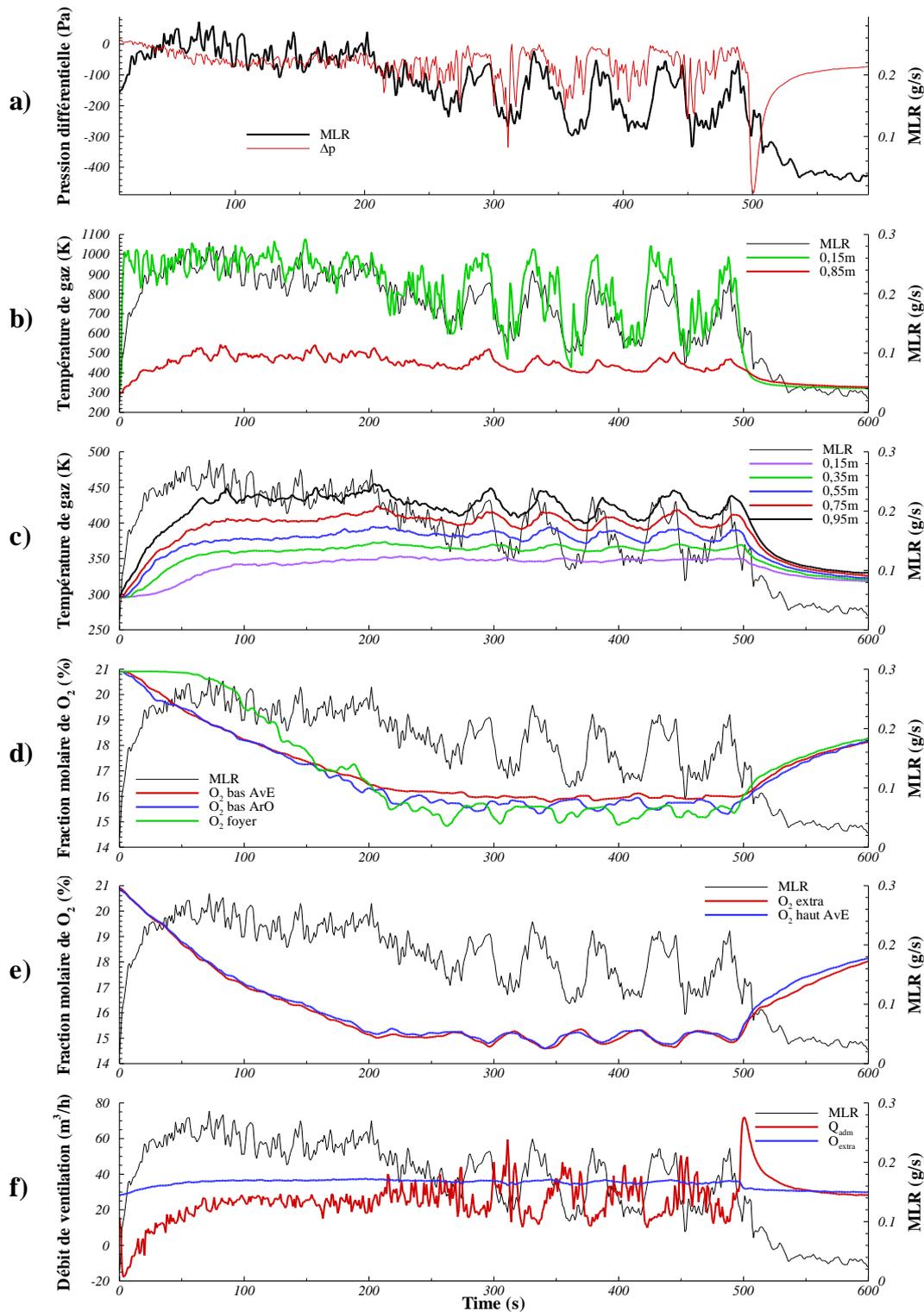


Figure 28 : Essai 19 : évolutions temporelles (a) de la pression différentielle, (b) de la température du gaz le long de l'axe de flamme à 0,15 et 0,85 m de hauteur, (c) de la température du gaz à différentes hauteurs dans le coin AvE, (d) des fractions molaires d'oxygène en partie basse dans l'enceinte et proche du foyer, (e) des fractions molaires d'oxygène en partie haute de l'enceinte et dans la gaine d'extraction, et (f) des débits volumiques d'admission et d'extraction.

Pour faciliter l'analyse, l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane est superposée sur chaque diagramme.

Pour caractériser le phénomène oscillatoire observé, nous avons déterminé, à partir d'une transformée de Fourier rapide (FFT), la fréquence des évolutions temporelles de la perte de masse, de la pression, de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction et de la température du gaz à 0,95 m de hauteur dans le coin AvE.

La Figure 29 représente les spectres d'amplitude adimensionnée de ces signaux. Elle met en évidence deux résultats importants : une fréquence dominante apparaît et cette fréquence est la même pour les quatre grandeurs physiques considérées. Ceci avait été également observé lors des essais réalisés dans DIVA par Prétrel *et al.* (2016).

La fréquence dominante des oscillations est ici de 21,8 mHz sur la période 270-500 s.

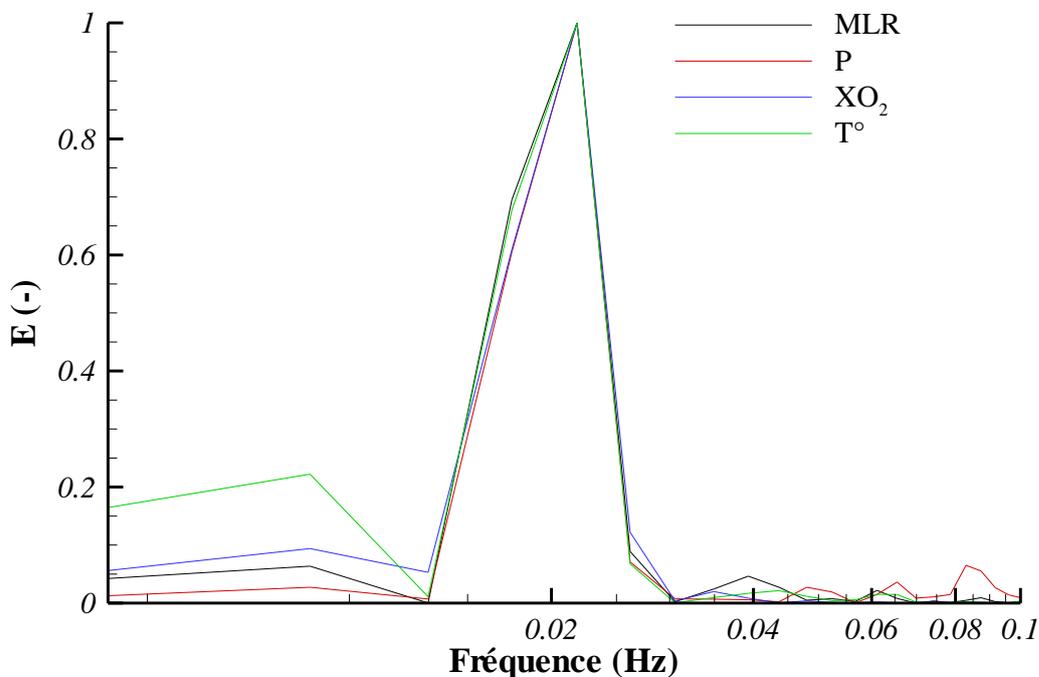


Figure 29 : Essai 19 : spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles du débit d'évaporation (MLR) d'heptane, de la pression, de la fraction molaire d'oxygène à l'extraction et de la température du gaz dans le coin AvE à 0,95m de hauteur.

4.2 Explication du phénomène oscillatoire

L'analyse des résultats, ainsi que les observations, ont révélé une forte corrélation entre les oscillations du débit d'évaporation et les mouvements de la flamme à la surface de la nappe de combustible. La Figure 30 illustre les mécanismes impliqués lors d'un cycle d'oscillation.

Lorsque la flamme est droite, au-dessus du bac de combustible, et occupe toute la surface de la nappe, les transferts thermiques de la flamme vers la surface du liquide sont importants. La quantité d'oxygène disponible permet une combustion très active. Les réactions homogènes entraînent un dégagement de chaleur important qui provoque à son tour une expansion des gaz. La pression et la température augmentent rapidement dans le local. Cela entraîne une diminution du débit d'admission. L'apport d'air s'en trouve diminué, ce qui limite la combustion en phase gazeuse. La flamme diminue d'intensité et n'occupe qu'une partie de la surface. Elle change d'apparence, d'intensité et de couleur, passant du jaune au jaune bleuté, voire au bleu. Le flux thermique de la flamme, et par conséquent le débit d'évaporation, diminuent, ce qui conduit à une diminution de la pression et de la température dans le local. Le débit d'admission d'air augmente, et donc la quantité d'oxygène disponible pour la combustion. La flamme retrouve sa position initiale au-dessus du bac de combustible. Ce cycle peut se répéter plusieurs fois.

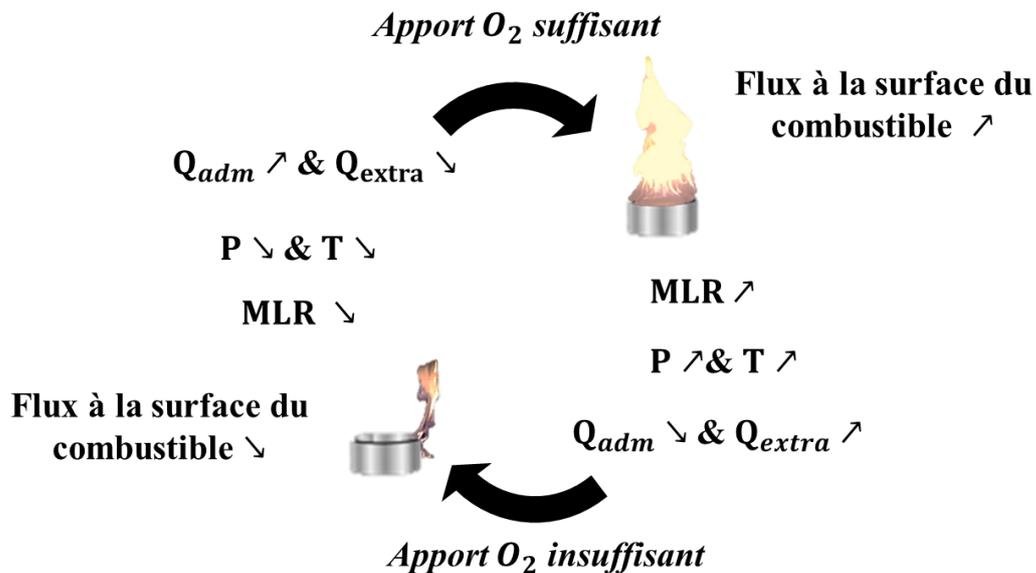


Figure 30 : Illustration des mécanismes impliqués dans le phénomène oscillatoire BF.

Dans cette configuration d'essai, il est à noter que la flamme se déplace dans le coin AvE au cours du phénomène oscillatoire, à la recherche d'oxygène. Pour confirmer ce point, un essai spécifique a été mis en place (essai 20 du Tableau 3, p53), où quatre analyseurs de gaz ont été positionnés à 5 cm des bords du bac du combustible et au niveau du haut du bac, soit à 5 cm de hauteur (Figure 31).



Figure 31 : Vue latérale et schéma, en vue de dessus, de la position des analyseurs de gaz autour du foyer.

La Figure 32 représente les évolutions temporelles des fractions molaires d'oxygène mesurées par les quatre analyseurs. Si les fractions molaires évoluent pratiquement de la même façon pour les analyseurs 1 à 3, il apparaît clairement que celle mesurée par l'analyseur 4 décroît plus lentement, ce qui explique pourquoi la flamme se déplace dans le coin AvE, à la recherche d'oxygène. On note également de plus fortes fluctuations qui témoignent de la présence, par intermittence, de la flamme dans la zone où se trouve l'analyseur 4.

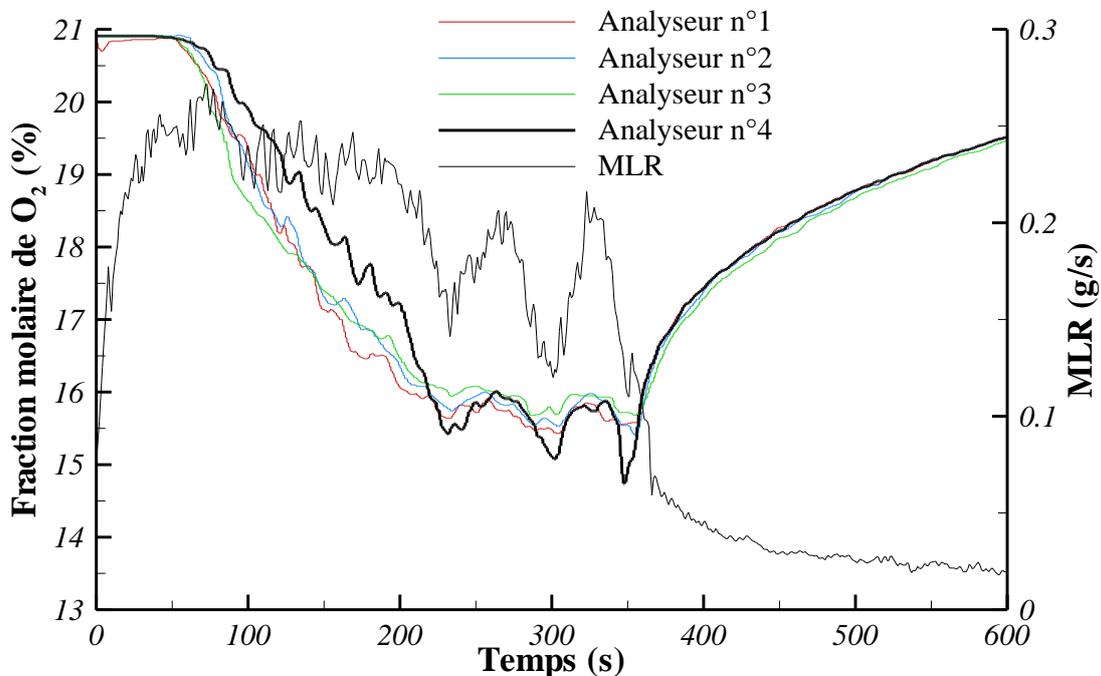


Figure 32 : Essai 20 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène à différentes positions autour du foyer (voir Figure 31 pour la position des analyseurs de gaz). Pour faciliter l'analyse, l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane est superposée sur cette figure.

Ces mesures de la concentration d'oxygène au voisinage de la zone de réaction apportent des informations précises quant au déplacement de la flamme. Cependant, comme nous l'avons vu précédemment, les analyseurs de gaz, qui procèdent par prélèvement de gaz, ont un caractère intrusif. Pour s'en convaincre, il suffit de comparer les débits d'évaporation obtenus lors des essais 19 et 20 (Tableau 3, p53) pour lesquels, toutes choses égales par ailleurs, un (essai 19) ou quatre (essai 20) analyseurs ont été disposés au voisinage de la nappe combustible. Les évolutions temporelles de ces débits ont été tracées sur la Figure 33. Elles montrent clairement qu'en présence de quatre analyseurs, le phénomène oscillatoire débute plus tôt et l'extinction est plus précoce. Le nombre de cycles d'oscillations, avant l'extinction, passe de 5 à 2. De ce fait, afin d'éviter toute altération sur l'occurrence et la persistance du phénomène oscillatoire, aucune mesure de gaz n'a été réalisée au voisinage du foyer lors des essais relatifs à l'étude paramétrique présentée dans le chapitre 5.

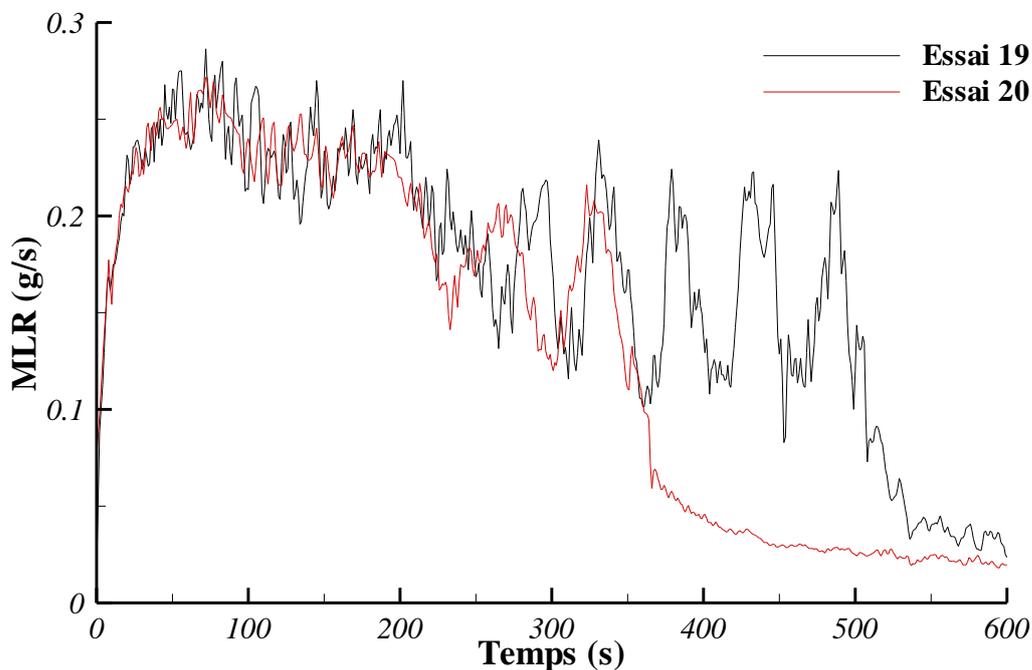


Figure 33 : Essais 19 et 20 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

4.3 Répétabilité des mesures

Afin de s'assurer de la répétabilité des résultats, nous avons comparé ceux obtenus lors d'essais en tout point identiques dans leur configuration, les essais 21 et 21_bis (Tableau 3, p53). L'analyse comparative a porté sur les évolutions temporelles des débits d'évaporation, des températures de gaz à 0,35 et à 0,95 m de hauteur dans le coin AvE, des concentrations de monoxyde de carbone, de dioxyde de carbone et d'oxygène dans la gaine d'extraction et des pressions différentielles (Figure 34 à Figure 37). On constate que les deux essais ont des durées de feu² (1927 s pour l'essai 21 vs. 1818 s pour l'essai 21_bis) et des comportements similaires.

Si l'on compare les évolutions temporelles de la température du gaz à 0,35 m de hauteur dans le coin AvE (Figure 35), on pourrait penser que les résultats ne sont pas répétables. En fait, il suffit d'un léger décalage dans le déplacement intermittent de la flamme pour que le thermocouple mesure des fluctuations plus ou moins amples et une valeur moyenne plus ou moins élevée. Les enregistrements vidéo montrent que la flamme se positionne préférentiellement dans le coin AvE pour les deux essais, mais que, pour l'essai 21-bis, elle se déplace majoritairement dans la direction du mât de thermocouples. Ce phénomène n'a que peu d'effet sur les évolutions temporelles de la température du gaz en partie haute, à 0,95 m de hauteur.

En ce qui concerne le phénomène oscillatoire, on observe, sur la période 300-800 s, la même fréquence dominante, soit 23,9 mHz (Figure 38).

² La durée de feu est ici estimée à partir des enregistrements vidéo. Elle correspond à l'intervalle de temps entre l'inflammation de la nappe de combustible et la disparition totale de la flamme visible.

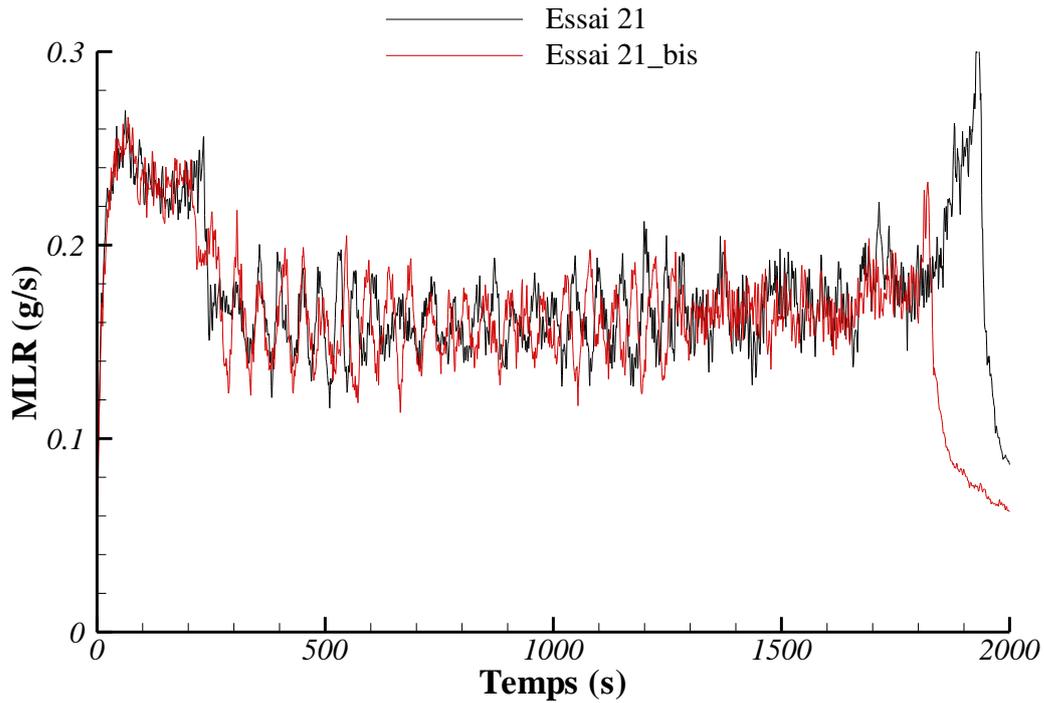


Figure 34 : Essais 21 et 21_bis : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

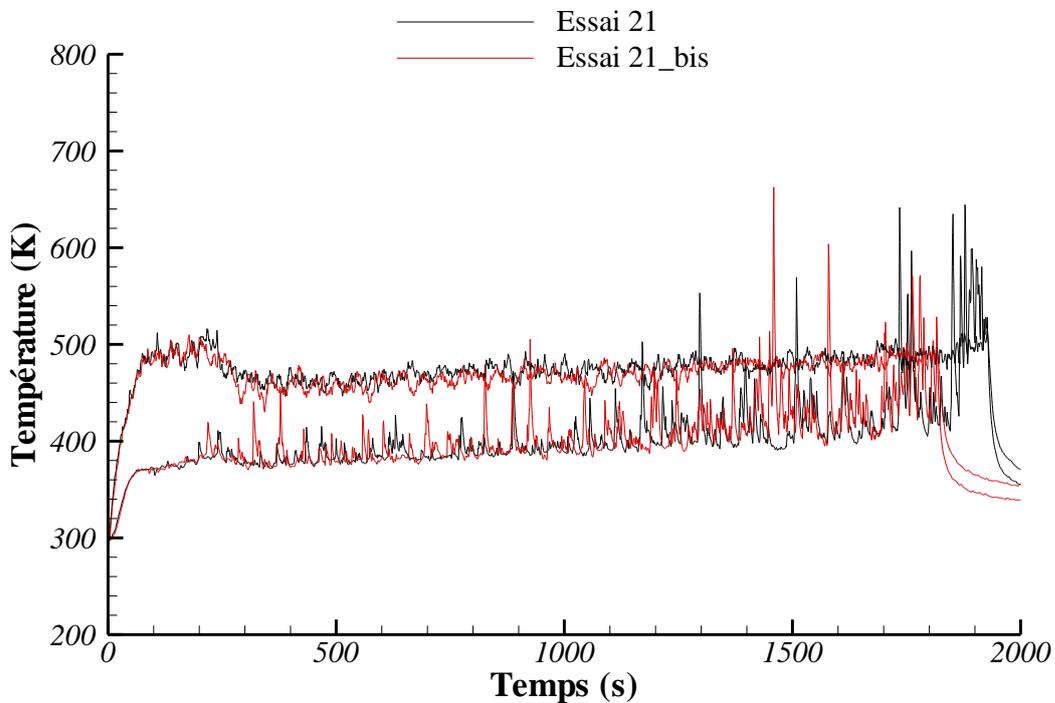


Figure 35 : Essais 21 et 21_bis : évolutions temporelles des températures de gaz à 0,35 et 0,95 m de hauteur dans le coin AvE.

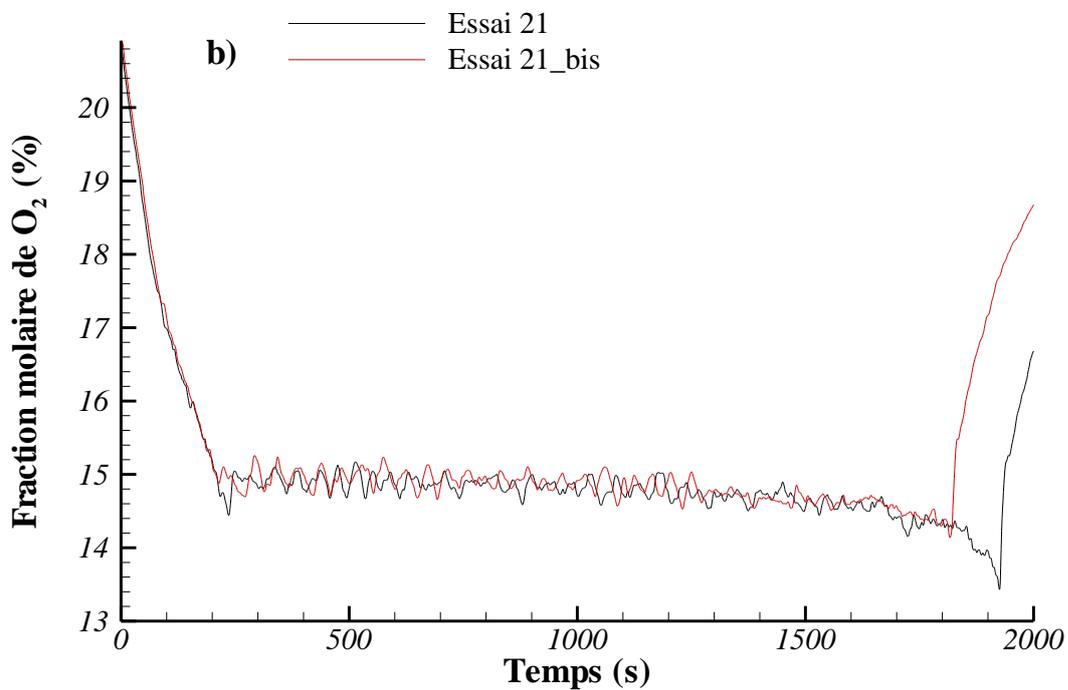
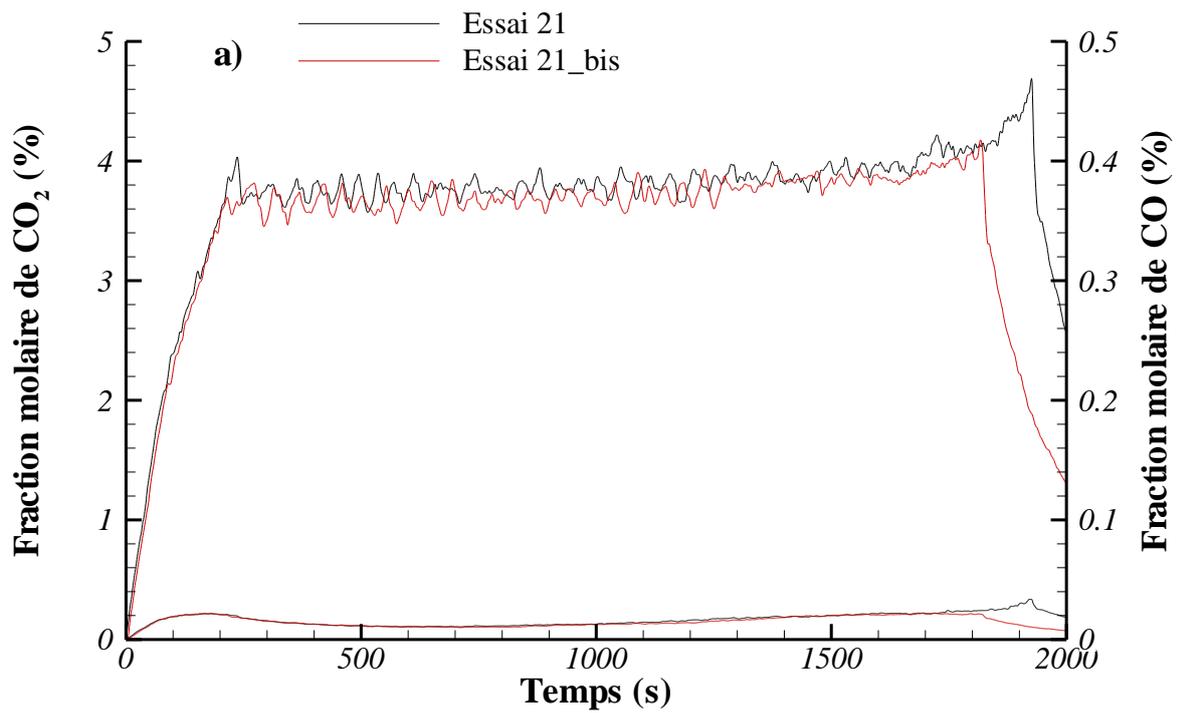


Figure 36 : Essais 21 et 21_bis : évolutions temporelles des fractions molaires de (a) CO et CO_2 , et (b) O_2 dans la gaine d'extraction.

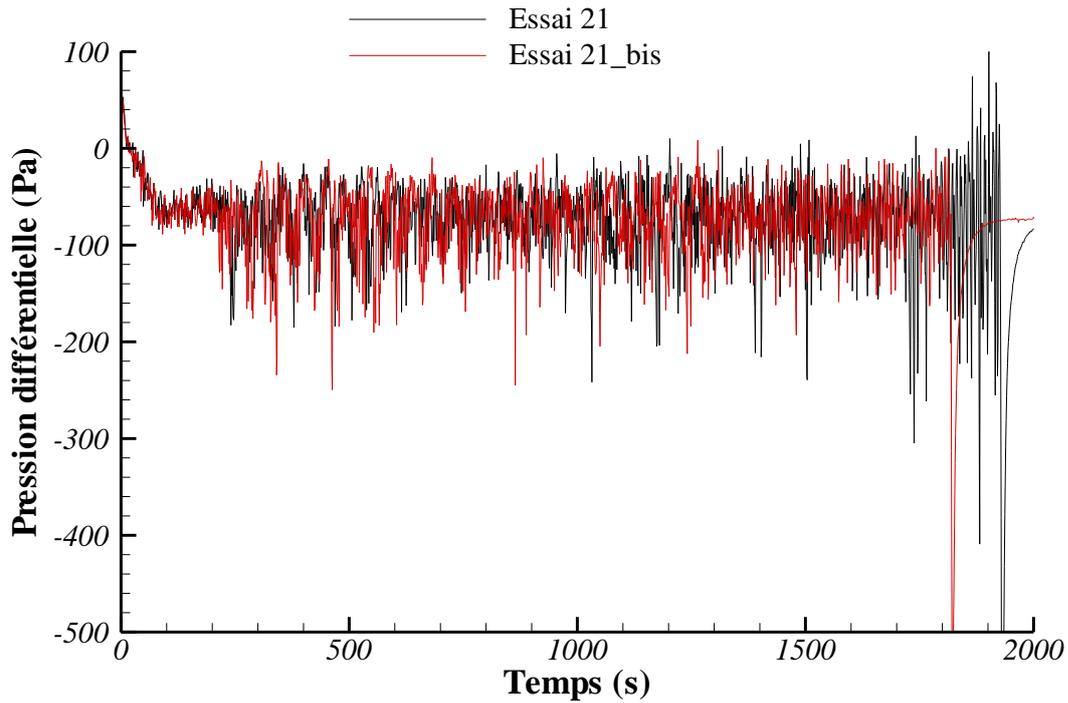


Figure 37 : Essais 21 et 21_bis : évolution temporelle de la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte.

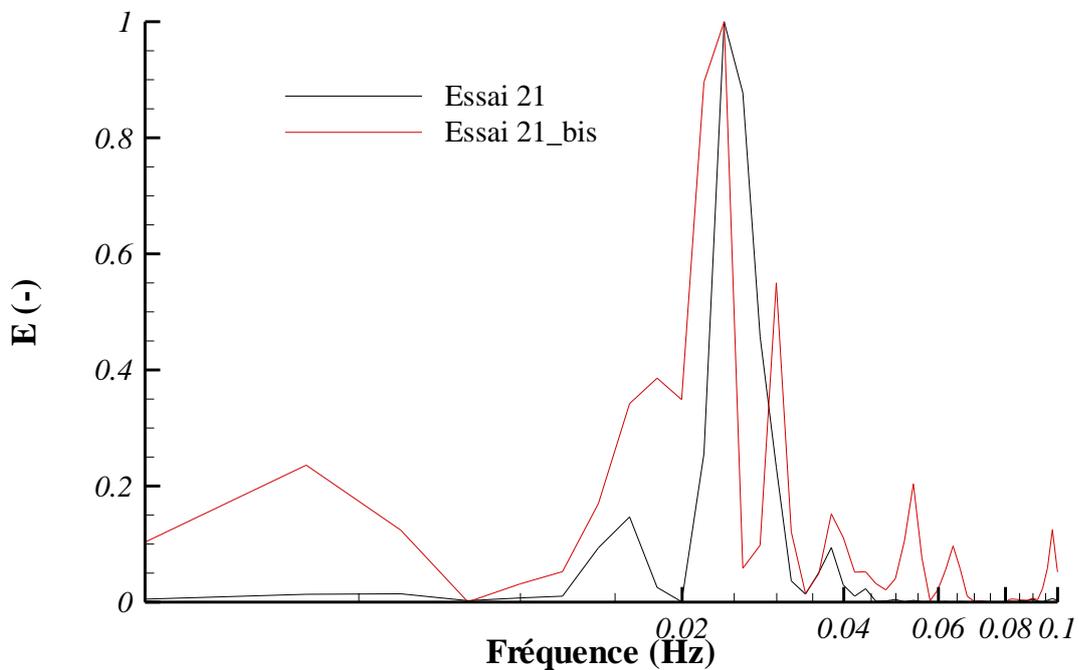


Figure 38 : Essais 21 et 21_bis : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

5. ETUDE PARAMETRIQUE

Comme nous l'avons évoqué précédemment, le phénomène oscillatoire BF résulte du couplage entre plusieurs processus, à savoir l'évaporation du combustible liquide, la combustion en phase gazeuse, la pression dans le local et les conditions de ventilation. Ces processus dépendent eux-mêmes de différents facteurs comme le taux de renouvellement d'air du local, le diamètre de la nappe de combustible (et donc, la puissance du foyer), la nature du combustible (ici, l'heptane et le dodécane), les caractéristiques des matériaux constituant les parois, ou encore l'orientation et la position de la bouche d'admission d'air. Leur influence sur le phénomène oscillatoire BF est discutée dans l'étude paramétrique qui suit. Une analogie est enfin proposée entre les dispositifs NYX et DIVA.

5.1 Synthèse des résultats d'essais

Pour faciliter l'analyse, l'ensemble des résultats d'essais sont synthétisés dans le Tableau 4. Ils concernent les régimes de combustion et les fréquences des oscillations BF relatifs à ces essais.

ETUDE PARAMETRIQUE

Tableau 4 : Essais 1 à 48 : régime de combustion (①, ②, ③ et ④) et fréquence d'oscillations (en mHz). sf correspond à un régime oscillatoire présentant une fréquence dominante parfaitement identifiable, mf à un régime présentant des fréquences multiples.

Foyer		Heptane				Dodécane	
D (cm)		12	15,4	18	20	20	24
Tr (h ⁻¹)	4	Essai 1 ②	-	-	-	-	-
	6	Essai 2 ②	-	-	-	-	-
	8	Essai 3 ④	Essai 6 ①	Essai 14 ①	-	-	-
	10	Essai 4 ④	Essai 7 ② sf=12,4→mf	Essai 15 ② sf=16,1mHz	Essai 31 ①	Essai 38 ①	Essai 43 ①
	12,5	Essai 5 ④	Essai 8 ② sf=16,5→mf	Essai 16 ② sf=17,25 Essai 17 ② sf=17,25 Essai 18 ② sf=17,25	Essai 32 ② sf=17,5	Essai 39 ②	Essai 44 ② sf=13,7mHz
	15	-	Essai 9 ③ mf	Essai 19 ③ sf=21,8 Essai 20 ③ sf=18,35 Essai 21 ③ sf=23,9 Essai 21_bis③ sf=23,9→mf Essai 22 ③ sf=23,3→mf Essai 23 ③ sf=23,3 →mf Essai 24 ③ sf=26,8 →mf Essai 25 ③ sf=4,7→mf Essai 26 ③ sf=23,9→mf	Essai 33 ② sf=20,9	Essai 40 ② mf	Essai 45 ② sf=16,3mHz
	16,5	-	Essai 10 ③ mf	Essai 27 ③ sf=25,4→mf	Essai 34 ③ sf=22,8→mf	-	Essai 46 ③ sf=18,8mHz
	18	-	Essai 11 ③ mf	Essai 28 ③ mf	Essai 35 ③ sf=26,0→mf	Essai 41③ mf	-
	20	-	Essai 12 ④	Essai 29 ③ mf	Essai 36 ③ sf=33,3→mf	-	Essai 47 ③ mf
	22,5	-	Essai 13 ④	Essai 30 ③ mf	Essai 37 ③ mf	Essai 42 ④	Essai 48 ③ mf

5.2 Effet du taux de renouvellement

L'influence du taux de renouvellement d'air du local sur le phénomène oscillatoire BF a consisté à comparer les résultats des essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 du Tableau 3 (p53), le taux de renouvellement d'air variant de 8 à 22,5 h⁻¹. Ces essais correspondent à des feux de nappe d'heptane de 18 cm de diamètre, où l'admission se fait en partie haute et orientée vers la face AVANT du local, et où les parois latérales sont, pour trois d'entre elles, constituées d'acier recouvert de silicate de calcium et, pour la dernière, constituée de verre. L'analyse de gaz se fait exclusivement dans la gaine d'extraction.

Durant les 200 premières secondes, le débit d'évaporation est faiblement influencé par la ventilation (Figure 39), ce qui suggère que le développement du feu est essentiellement contrôlé par le combustible.

Au-delà, comme on pouvait s'y attendre, le débit d'évaporation, et par conséquent la puissance du foyer, augmente avec le taux de renouvellement d'air. On constate aussi que la fréquence des oscillations augmente avec le Tr , alors que leur amplitude diminue (Tableau 4, p 68).

Trois régimes de combustion instables³, contrôlés par la ventilation, peuvent être identifiés, selon le taux de renouvellement (Tr) :

Régime 1 pour $Tr \leq 8$ h⁻¹ (essai 14 sur la Figure 39): l'extinction se produit rapidement en raison du remplissage du local par les fumées (Utiskul *et al.*, 2005). L'enceinte est presque entièrement remplie par les fumées générées par la combustion de la nappe de combustible et le taux de renouvellement n'est pas assez élevé pour maintenir une concentration en oxygène suffisante.

Régime 2 pour $10 \leq Tr \leq 12,5$ h⁻¹ (essais 15 et 17 sur la Figure 39): l'extinction se produit après un ou plusieurs cycles d'oscillations. Dans ce régime où le feu est faiblement ventilé, la flamme est généralement droite, mais elle n'occupe pas toujours la totalité de la surface du bac de combustible, ce qui a pour effet de réduire les

³ Régime instable : l'extinction se produit avant même que tout le combustible présent dans le bac ne soit consommé

transferts thermiques de la flamme vers la nappe de combustible et donc le débit d'évaporation. Un équilibre précaire s'établit entre la quantité d'air frais disponible pour la combustion et le dégagement des vapeurs de combustible. Lorsque cet équilibre est rompu, l'extinction a lieu, comme cela a été souligné par Kim *et al.* (1993).

Régime 3 pour $Tr \geq 15 \text{ h}^{-1}$ (essais 21, 27 à 30 sur la Figure 39): l'apport d'air permet de maintenir la combustion sur une durée plus longue. Le débit d'évaporation augmentant avec le taux de renouvellement, l'extinction se produira d'autant plus tôt que le Tr est élevé. Dans ce régime de combustion, l'extinction se produit à cause d'un emballement du débit d'évaporation résultant essentiellement de la contribution des parois du bac au flux thermique reçu par la faible quantité de combustible liquide restante au fond du bac ($\sim 300 \text{ g}$). Le dernier pic sur l'évolution du MLR correspond à l'extinction du feu.

Dans le régime 3, on note une tendance à la quasi-stationnarité du débit d'évaporation, avec des amplitudes moins grandes que dans le régime 2, traduisant un meilleur équilibre entre l'apport d'air et le dégagement des vapeurs combustibles. Cela a été également observé par Takeda et Akita (1981) et Kim *et al.* (1993) pour des feux de nappe en milieux naturellement ventilés.

Bien que, pour $Tr = 22,5 \text{ h}^{-1}$, le débit de ventilation soit environ 4 fois supérieur au débit d'air nécessaire à la stœchiométrie, la valeur moyenne du MLR, approximativement $0,23 \text{ g/s}$, est deux fois plus faible que celle mesurée à l'air libre (Figure 39), comme l'ont observé Loo *et al.* (2013). Elle est également très inférieure à celle calculée par la corrélation de Babrauskas (1983) et Zabetakis et Burgess (1961), établie pour des feux de nappes brûlant à l'air libre et dont le diamètre est supérieur ou proche de $0,2 \text{ m}$:

$$MLR = 101 \frac{\pi D^2}{4} [1 - e^{-1.1D}] = 0,46 \text{ g/s} \quad (19)$$

Ceci traduit le fait qu'une partie seulement de l'air admis est utilisée par la combustion.

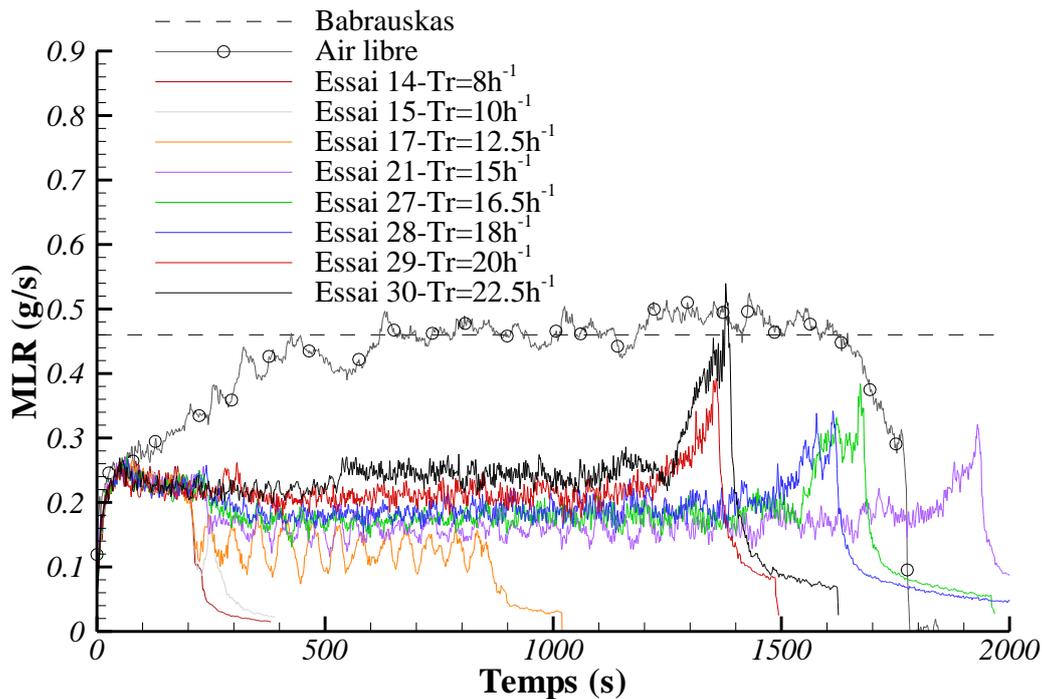


Figure 39 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane. La droite en trait pointillé noir correspond à la corrélation de Babrauskas (1983), la courbe en trait noir avec des cercles au débit d'évaporation de la nappe d'heptane brûlant à l'air libre.

La Figure 40 montre que la concentration d'oxygène décroît en début d'essai et ce, d'autant plus rapidement que le Tr est faible. Au-delà d'un taux de renouvellement de 10 h^{-1} , la teneur en oxygène à l'extraction se stabilise ensuite autour d'une valeur moyenne de 15%, indépendamment du taux de renouvellement, puis passe par un minimum au moment de l'extinction. Cette valeur minimale est relativement faible, jusqu'à 13% pour l'essai le mieux ventilé (essai 30). La diminution rapide de la fraction molaire d'oxygène à l'extraction, en fin d'essai, est liée à l'emballement constaté sur le MLR dans le régime 3 de combustion (essais 21, 27 à 30 sur la Figure 39). Cela a également pour effet d'entraîner une production plus importante de CO_2 et CO à l'extraction (Figure 41). Néanmoins, cette dernière reste relativement faible. Comme pour l'oxygène, la fraction molaire de CO_2 se stabilise au cours du temps, autour d'environ 4%, quel que soit le taux de renouvellement (Figure 41).

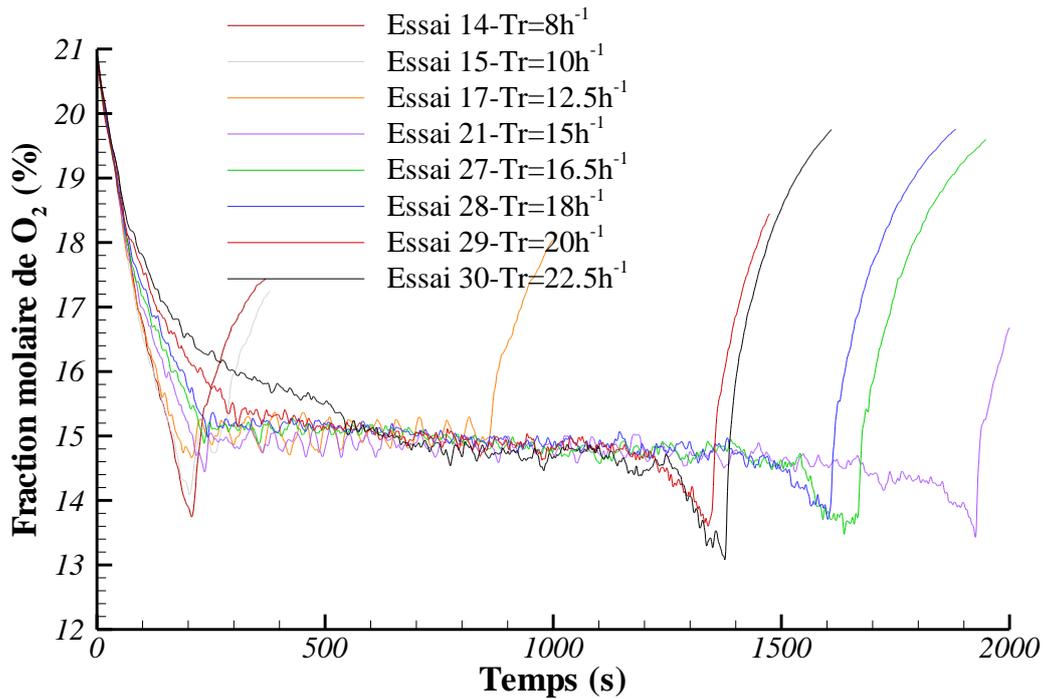


Figure 40 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.

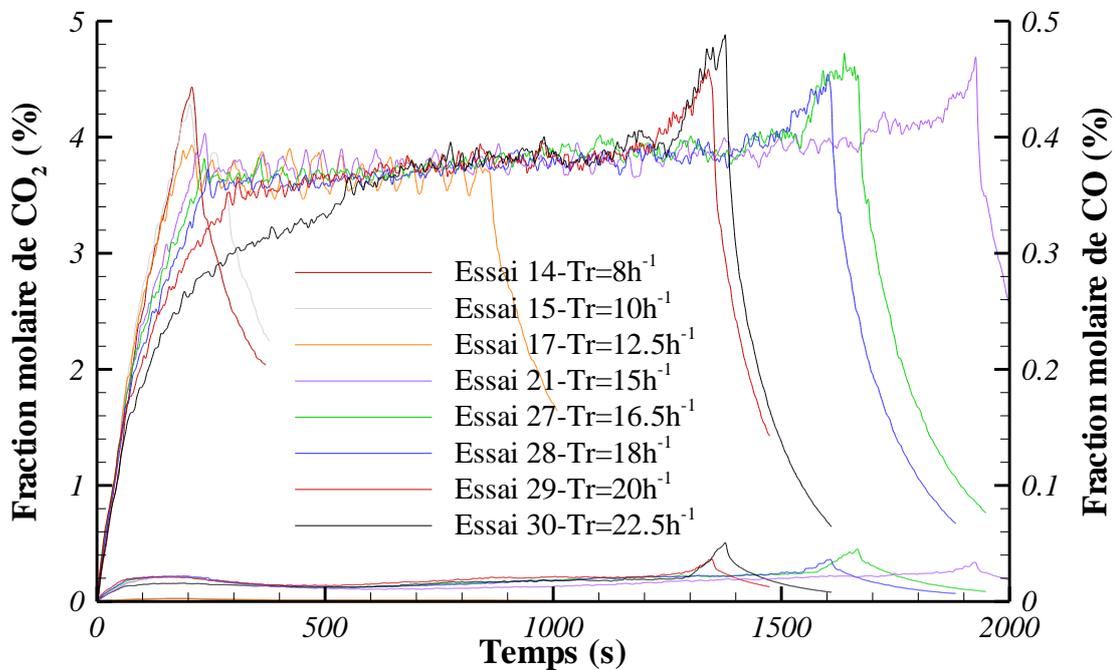


Figure 41 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle des fractions molaires de CO et CO₂ dans la gaine d'extraction.

Pour comprendre ce comportement, il convient de calculer la richesse globale du local ou « compartiment GER » (GER pour Global Equivalence Ratio dans la terminologie anglo-saxonne) définie par (Beyler, 2002 ; Pi, 2015) :

$$GER = \frac{r\dot{m}}{\dot{m}_{O_2adm}} \quad (20)$$

où \dot{m} est le débit d'évaporation d'heptane (kg/s), r le rapport stœchiométrique de la réaction heptane/air ($r = 3,52$) et \dot{m}_{O_2adm} le débit massique d'oxygène admis calculé par :

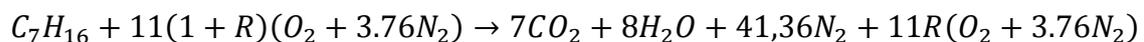
$$\dot{m}_{O_2adm} = Y_{O_2adm}\rho_{adm}\dot{Q}_{adm} \quad (21)$$

Dans cette équation, Y_{O_2adm} , ρ_{adm} et \dot{Q}_{adm} représentent respectivement la fraction massique d'oxygène ($Y_{O_2} = 0,232$), la masse volumique et le débit volumique de l'air frais admis.

L'application de la relation précédente aux essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 a conduit aux évolutions temporelles du GER représentées sur la Figure 42. On observe clairement une longue période où le GER est en moyenne de 0,3 quel que soit le taux de renouvellement. Cela suggère que 70% de l'air admis ne participe pas à la combustion, mais contribue à la dilution des fumées extraites.

De plus, le calcul de la richesse du milieu réactionnel à partir des fractions molaires de CO et CO₂ à l'extraction (Alibert, 2017) donne une richesse proche de l'unité, indépendamment du taux de renouvellement d'air (voir la méthode b de l'Annexe 2), ce qui explique les faibles concentrations de monoxyde de carbone mesurées lors des essais (Figure 41).

La réaction heptane/air dans le local s'écrit alors, en fonction du rapport R entre la quantité d'air qui ne participe pas à la combustion stœchiométrique des vapeurs d'heptane dégagées et celle qui y participe, soit $R = 70/30 = 2,33$.



A l'extraction, les fractions molaires de CO₂ et O₂ peuvent être calculées comme suit :

$$X_{CO_2} = \frac{7}{7 + 8 + 41,36 + 52,36R} = 0.039$$

$$X_{O_2} = \frac{11R}{7 + 8 + 41,36 + 52,36R} = 0.144$$

ce qui est en accord avec les valeurs moyennes estimées à partir des évolutions temporelles données sur la Figure 40 et la Figure 41.

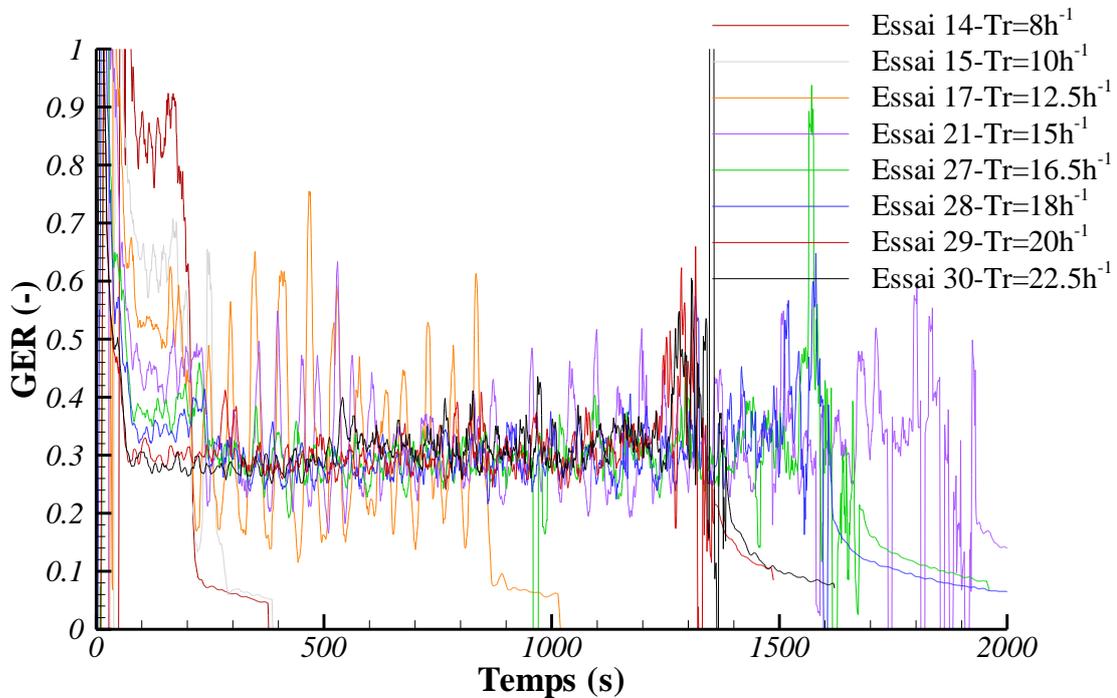
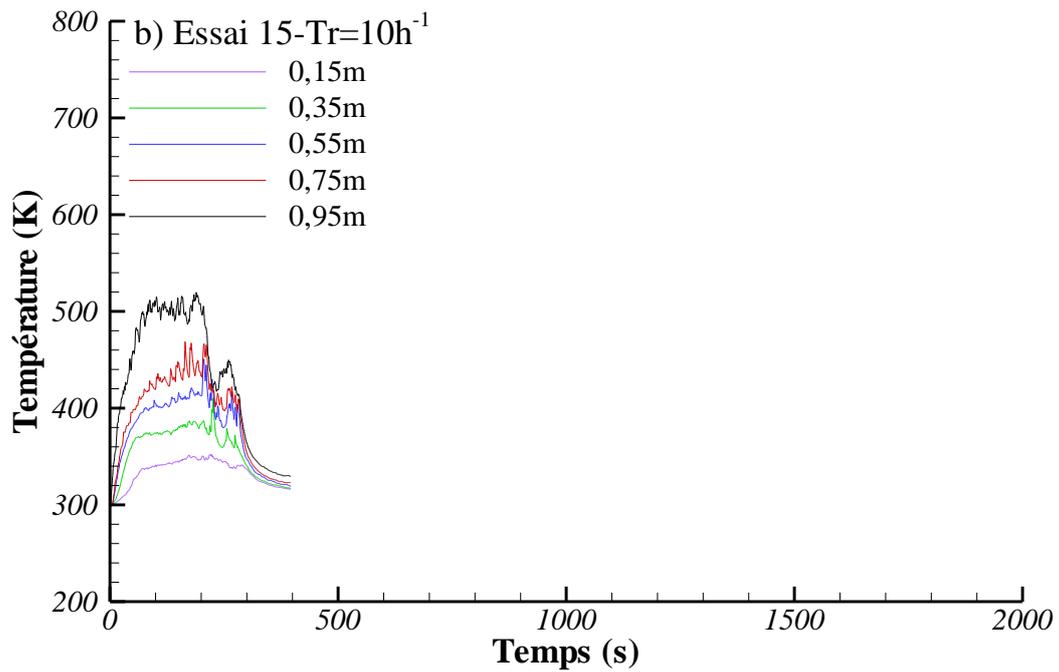
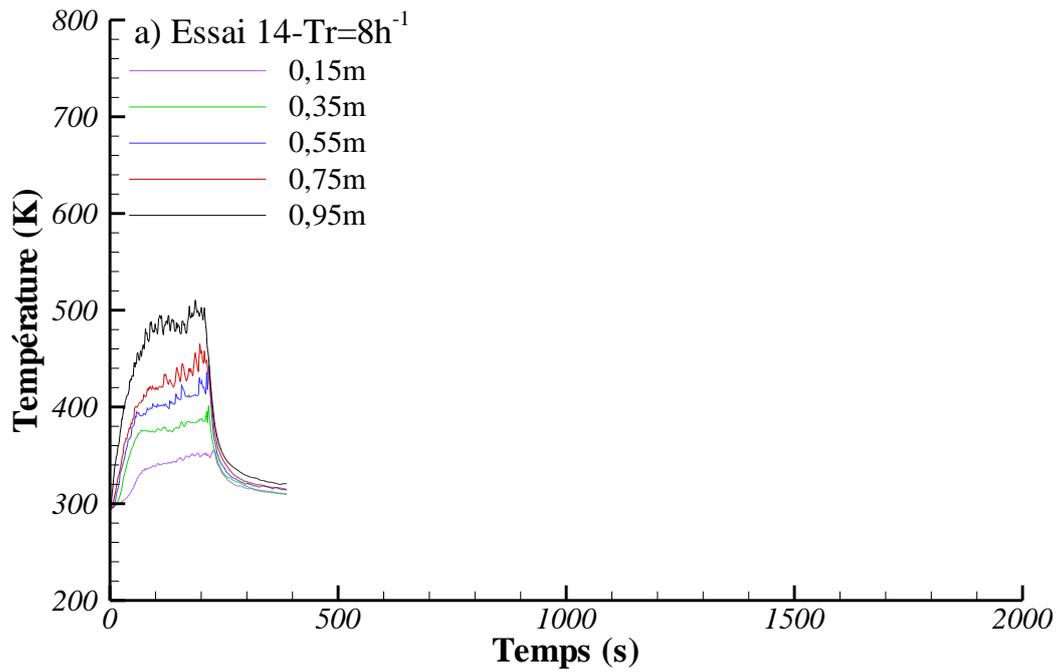
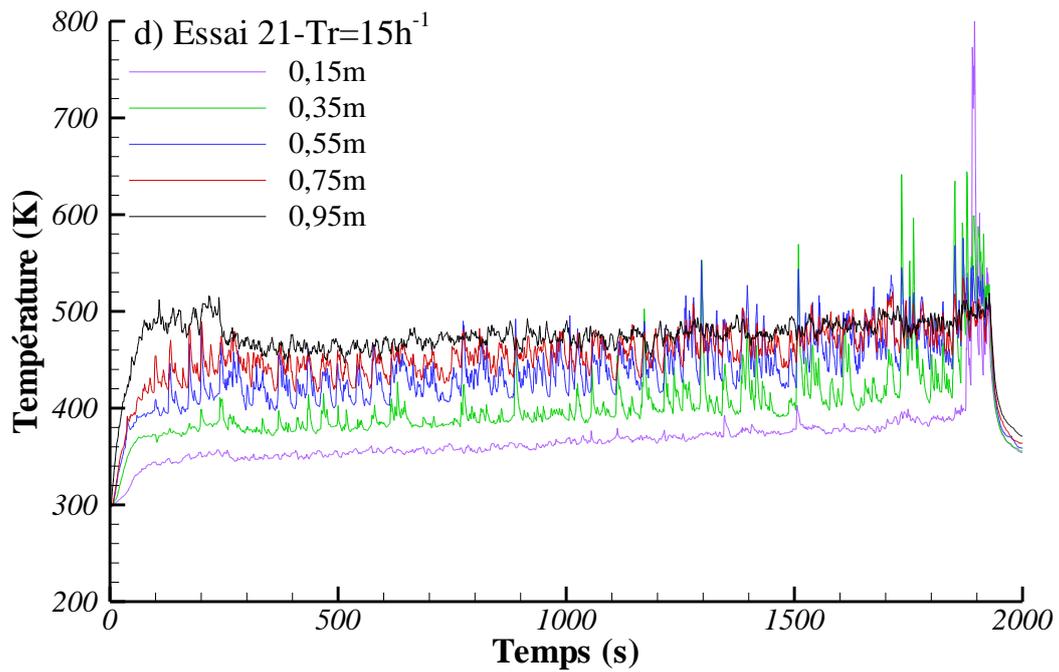
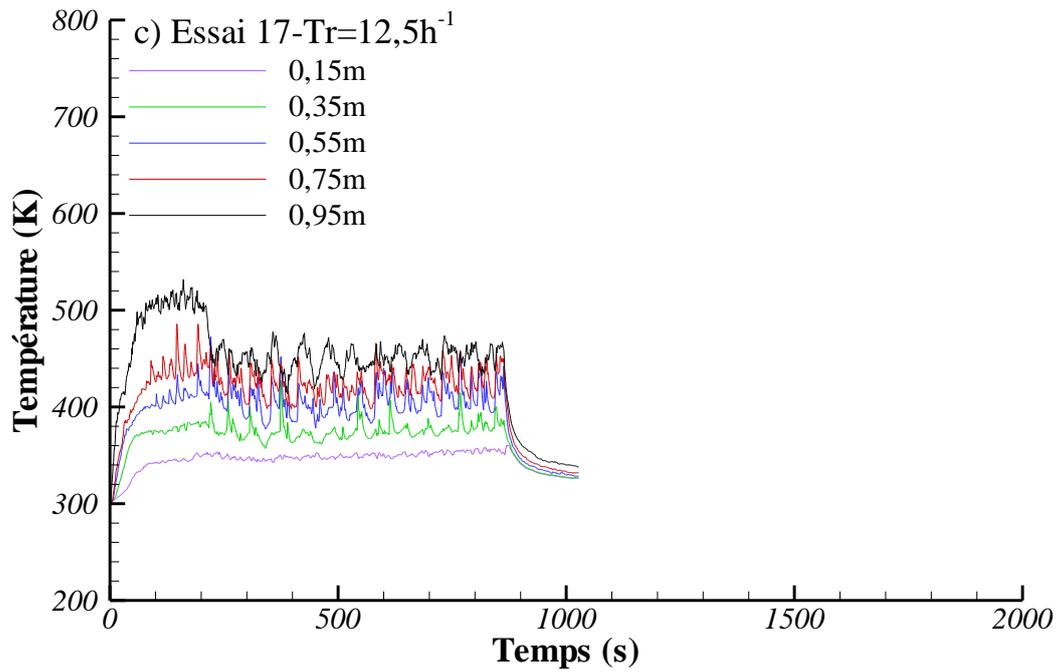
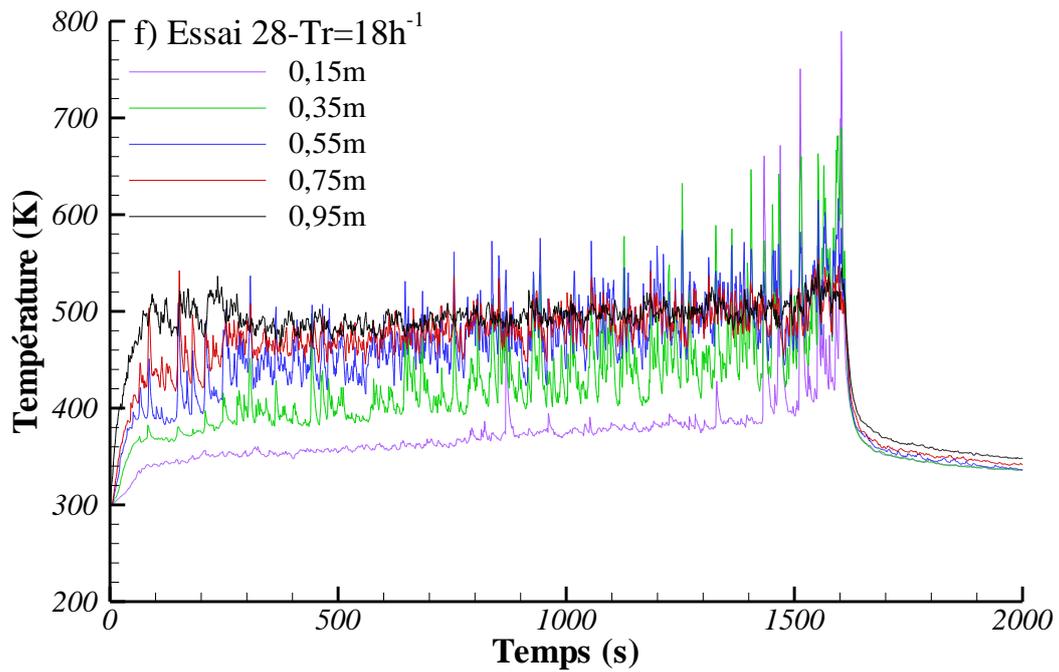
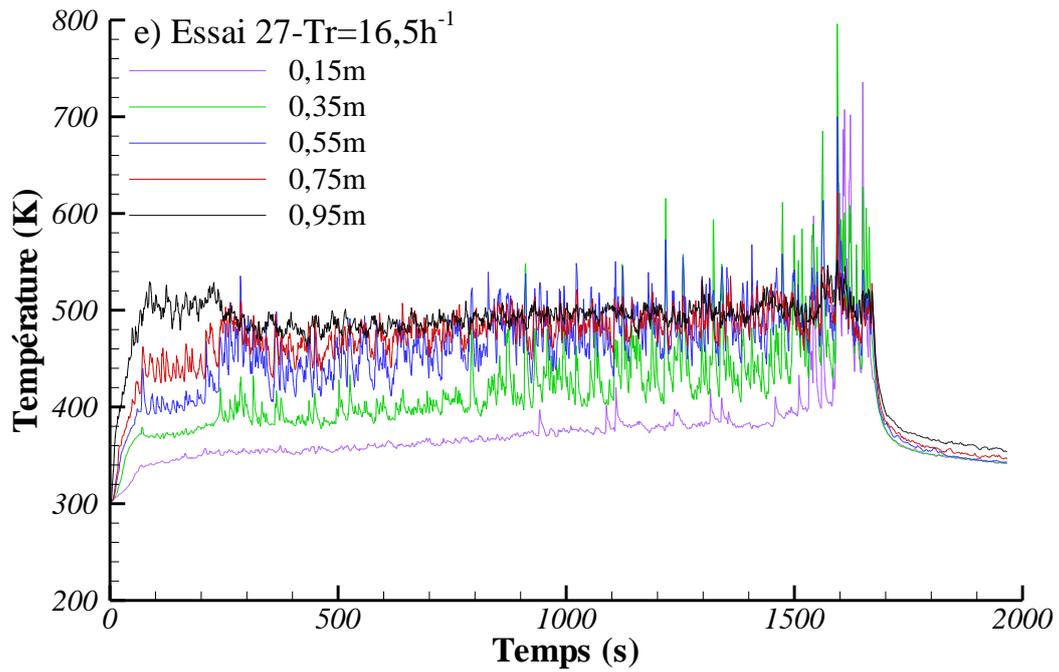


Figure 42 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolution temporelle de la richesse globale dans le local. Le signal brut du débit volumique d'admission étant très fluctuant, une moyenne mobile centrée sur 10 s a été appliquée.

Pour des Tr supérieurs à $12,5 \text{ h}^{-1}$ (diagrammes d à h de la Figure 43), la flamme se déplace préférentiellement vers le coin AvE, comme en témoignent les fluctuations de température, notamment à 0,15, 0,35 et 0,55 m de hauteur. On constate également une augmentation des températures au cours du temps, et donc de la contribution de l'ambiance (i.e. la couche de fumée et les parois de l'enceinte) au débit d'évaporation. Ceci n'est pas observé pour un Tr de $12,5 \text{ h}^{-1}$ où les températures restent pratiquement stationnaires en moyenne (Figure 43c). Dans ce régime (noté 2), l'équilibre entre la quantité d'air frais disponible pour la combustion et le dégagement des vapeurs de combustible est fragile. L'extinction a lieu lorsque cet équilibre est rompu.







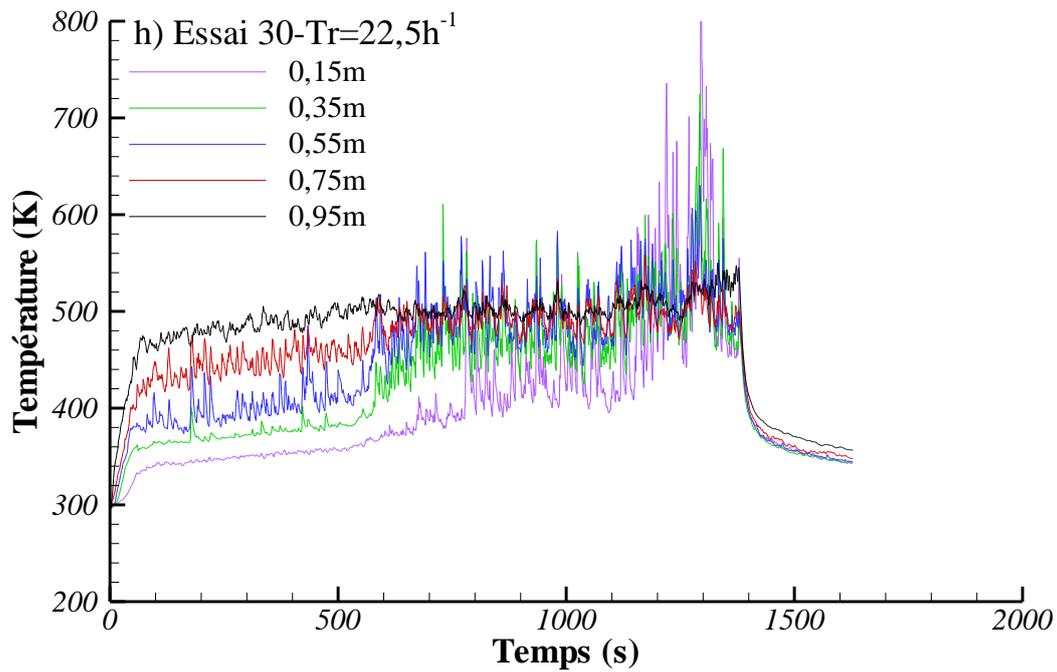
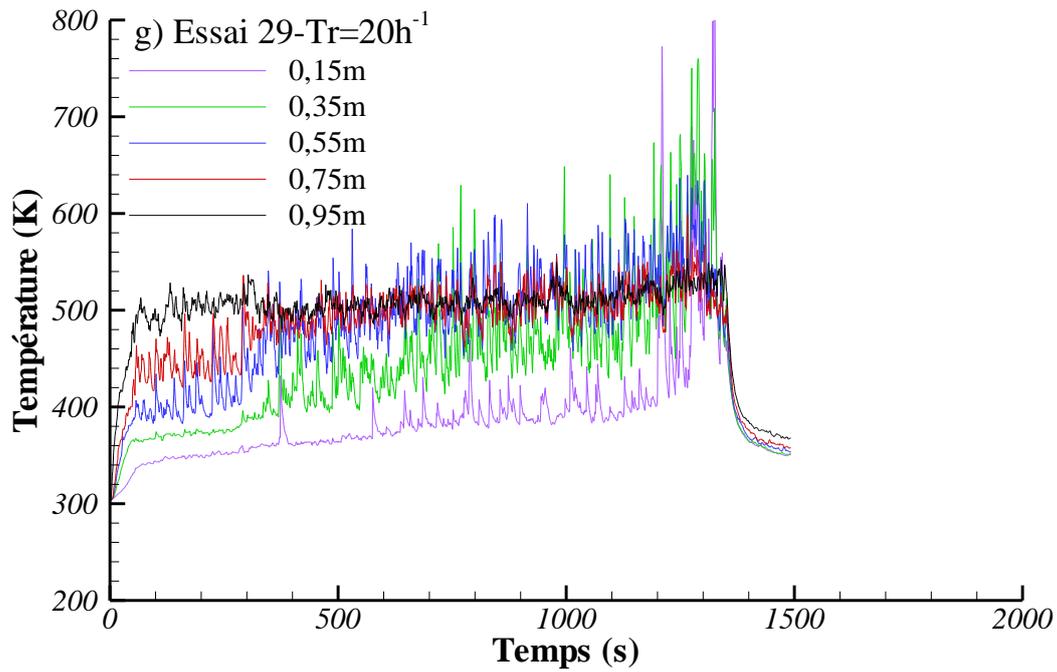


Figure 43 : Essais 14, 15, 17, 21, et 27 à 30 : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à 0,15, 0,35, 0,55, 0,75 et 0,95 m de hauteur.

5.3 Effet du diamètre de la nappe de combustible

Ce paragraphe est consacré à l'étude de l'effet du diamètre de la nappe de combustible, et donc de la puissance du foyer, sur le phénomène oscillatoire BF. Pour cela, nous avons comparé les résultats des essais 5, 8, 17 et 32 du Tableau 3 (p53), correspondant à des diamètres de nappes d'heptane de 12, 15,4, 18 et 20 cm et un même taux de renouvellement de 12,5 h⁻¹.

Sur les premières centaines de secondes, comme attendu, le MLR augmente avec le diamètre du bac de combustible (Figure 44). Lorsque l'on passe d'un diamètre de 12 cm à un diamètre de 20 cm, la valeur maximale du MLR est multipliée par un facteur trois, augmentant de 0,11 g/s à 0,34 g/s.

Sur la Figure 44, on distingue différents régimes de combustion. En effet, pour le plus petit diamètre de bac (i.e. 12 cm), aucune oscillation BF sur le MLR n'est observée. L'extinction se produit par épuisement de combustible après 3517 s de feu (régime de combustion stable 4). En revanche pour les autres essais, un phénomène oscillatoire BF apparaît sur le MLR, suivi d'une extinction alors qu'il reste encore du combustible au fond du bac. Les essais 17 et 32 correspondent au régime instable 2, alors que l'essai 8 correspond au régime instable 3 (voir §5.2). En régime instable, l'apport d'air frais étant le même pour les quatre essais, l'augmentation du dégagement de vapeurs combustibles avec le diamètre du bac entraîne une extinction d'autant plus précoce, avec des durées de feu de 1969, 862 et 285 s respectivement pour les essais 8, 17 et 32. A noter également que pour ces essais le délai de déclenchement des oscillations BF diminue lorsqu'on augmente le diamètre (resp. 398, 190 et 157 s), en raison d'un remplissage plus rapide du local par les fumées, comme le confirme la déplétion plus rapide d'oxygène de la Figure 45.

Un autre résultat important concerne l'augmentation de l'amplitude des oscillations BF avec le diamètre de la nappe d'hydrocarbure, clairement visible sur les évolutions temporelles du MLR données sur la Figure 44. Comme l'ont souligné Takeda et Akita (1981), l'amplitude est étroitement liée à la variation périodique du volume de la zone de réaction et cela est d'autant plus marqué que le diamètre du bac est grand.

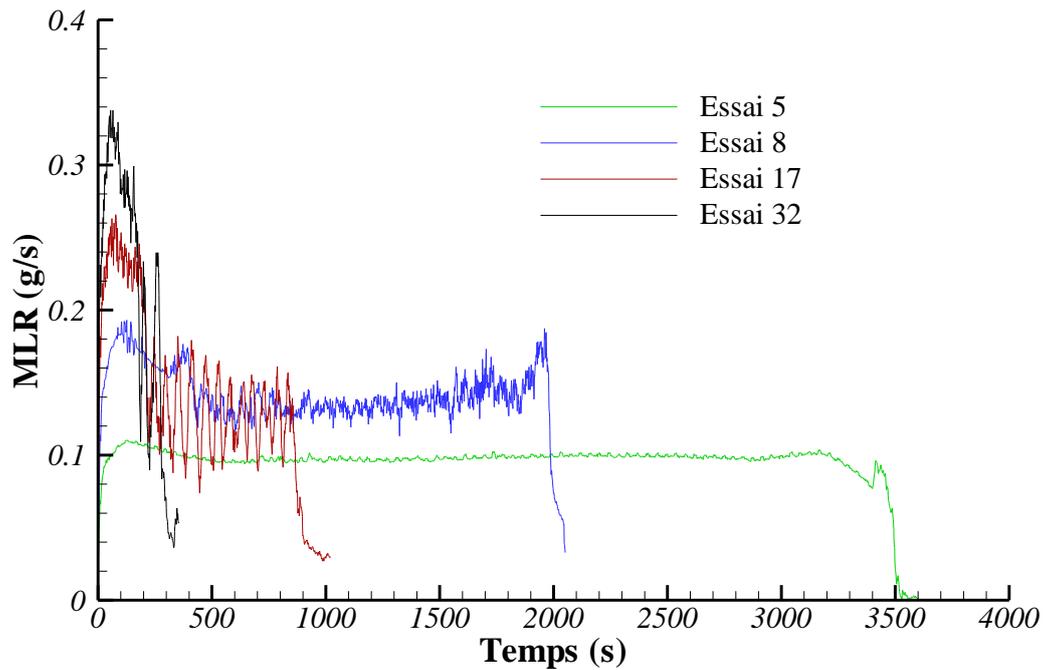


Figure 44 : Essais 5, 8, 17 et 32 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

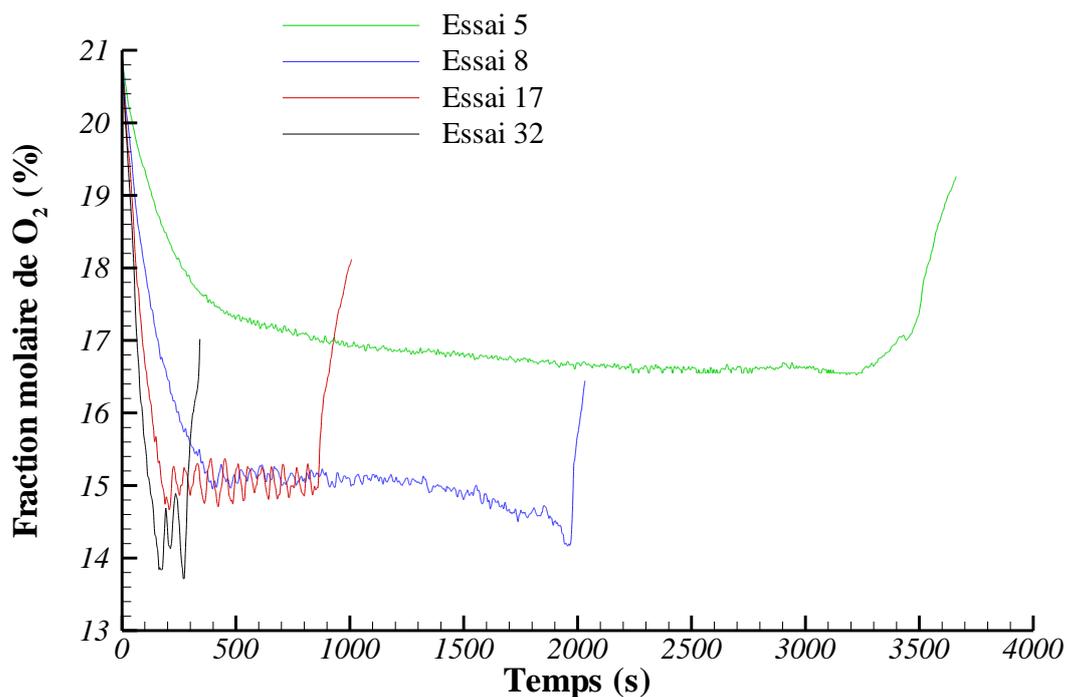


Figure 45 : Essais 5, 8, 17 et 32 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.

Des résultats similaires peuvent être observés pour d'autres taux de renouvellement ($Tr \geq 10 \text{ h}^{-1}$). De plus, comme le montre le Tableau 4 (p 68), lorsque le diamètre de nappe augmente, les oscillations BF apparaissent pour un taux de renouvellement

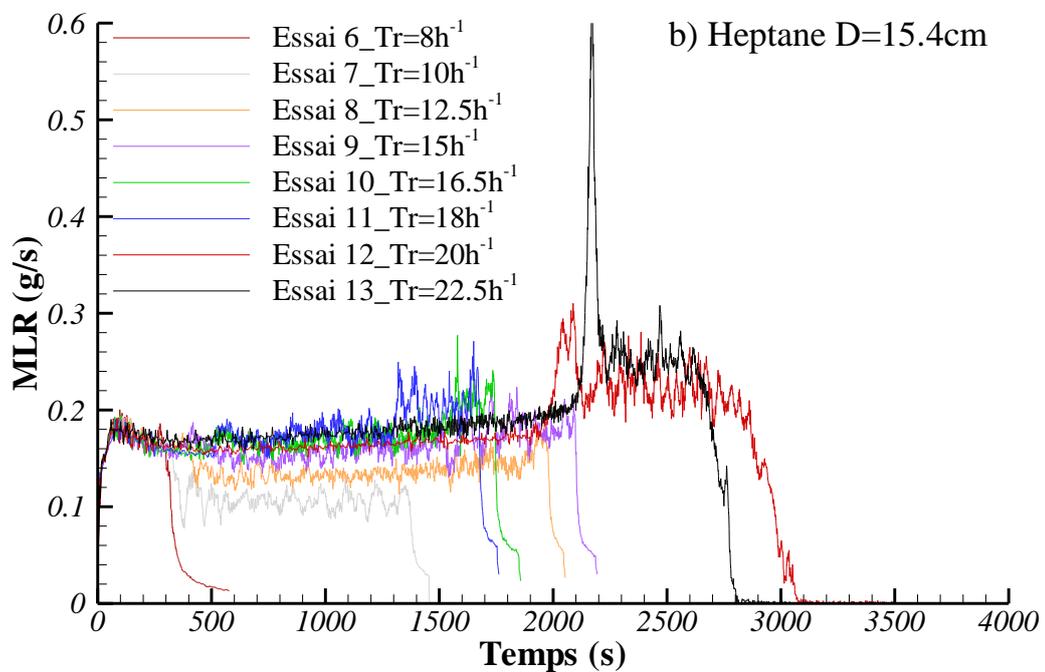
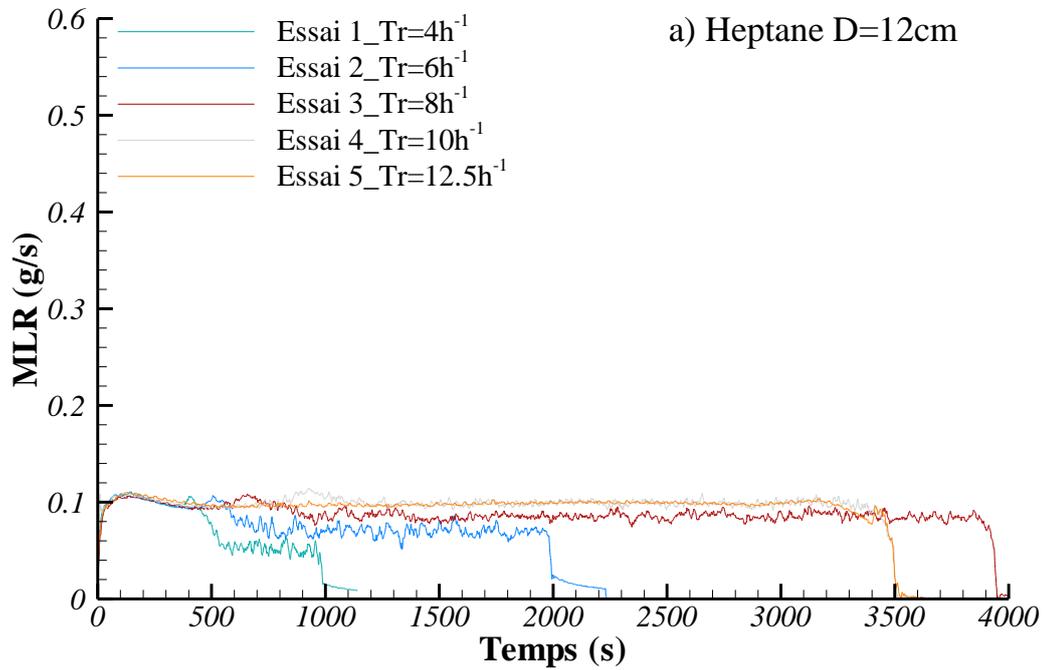
plus élevé et sur une plus large gamme de Tr . Par exemple, pour un diamètre de nappe de 15,4 cm, le phénomène oscillatoire a lieu pour $10 \leq Tr \leq 18 \text{ h}^{-1}$ (essais 7 à 11), alors que pour un diamètre de 20 cm, les oscillations BF sont observées pour des taux de renouvellement supérieurs ou égaux à $12,5 \text{ h}^{-1}$ (essais 32 à 37).

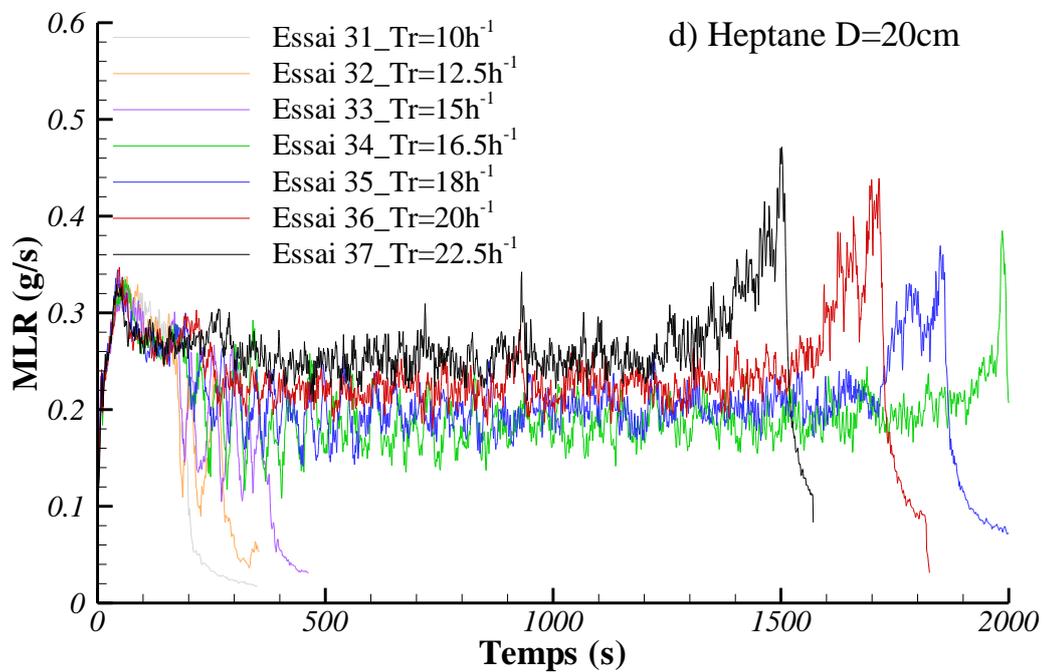
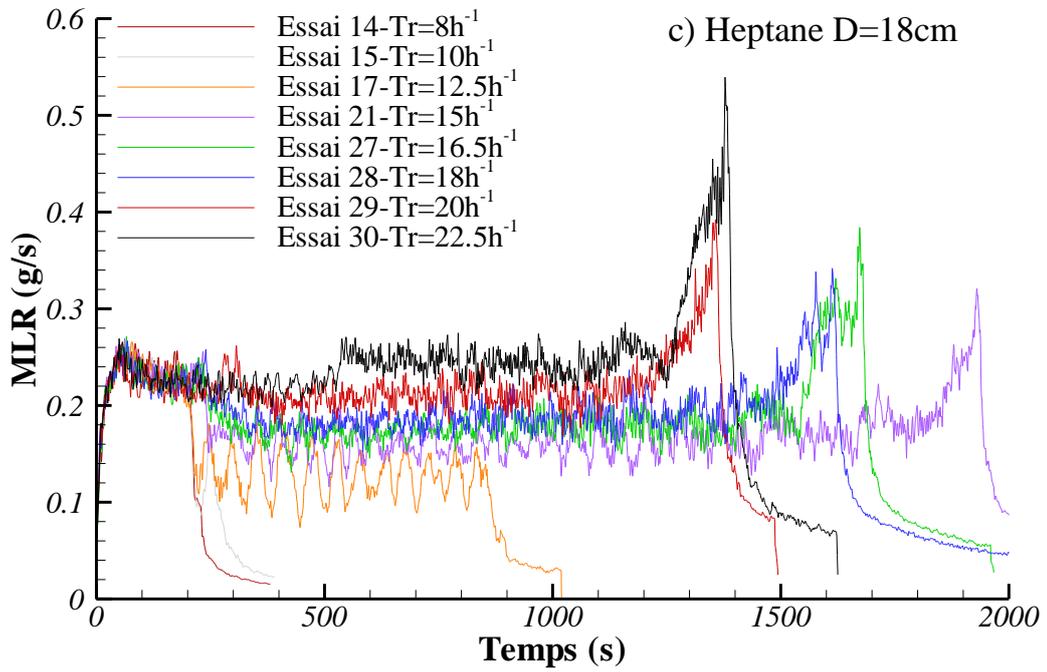
5.4 Effet de la nature du combustible

La Figure 46 représente les évolutions temporelles du débit d'évaporation pour des feux de nappes d'heptane et de dodécane de différents diamètres et pour des taux de renouvellement variant de 4 à $22,5 \text{ h}^{-1}$. On rappelle que ces deux hydrocarbures possèdent des propriétés d'inflammabilité différentes, l'heptane étant plus inflammable que le dodécane. Des similarités sont observées en termes de comportement général du feu, avec néanmoins des différences notables :

- Après une phase de croissance du feu contrôlée par le combustible, on distingue les mêmes régimes de combustion (voir §5.2), trois instables et un stable (l'extinction se produit par épuisement de combustible). On note cependant que pour de faibles taux de renouvellement et les plus petits diamètres de nappe, le régime 2 s'accompagne de faibles oscillations pour lesquelles il est difficile d'identifier une fréquence dominante (essais 1 et 2 pour l'heptane, essai 39 pour le dodécane), la puissance du foyer n'étant pas suffisante pour déclencher le phénomène oscillatoire BF.
- Pour les mêmes conditions de ventilation, un combustible plus inflammable générera des oscillations BF pour un diamètre de bac plus petit, avec des fréquences d'oscillations plus élevées. Par exemple, pour un Tr de $12,5 \text{ h}^{-1}$, les oscillations BF apparaissent à partir d'un diamètre de nappe d'heptane de 15,4 cm (essai 8 sur la Figure 46), alors qu'un diamètre beaucoup plus grand, i.e. 24 cm, est nécessaire pour une nappe de dodécane (essai 44 sur la Figure 46).
- La fréquence d'oscillations BF augmente avec le taux de renouvellement, alors que l'amplitude diminue, indépendamment de la taille du bac de combustible (Prétrel *et al.*, 2016).

Le Tableau 4 (p 68) résume les résultats obtenus en termes de régimes de combustion et de fréquences des oscillations BF.





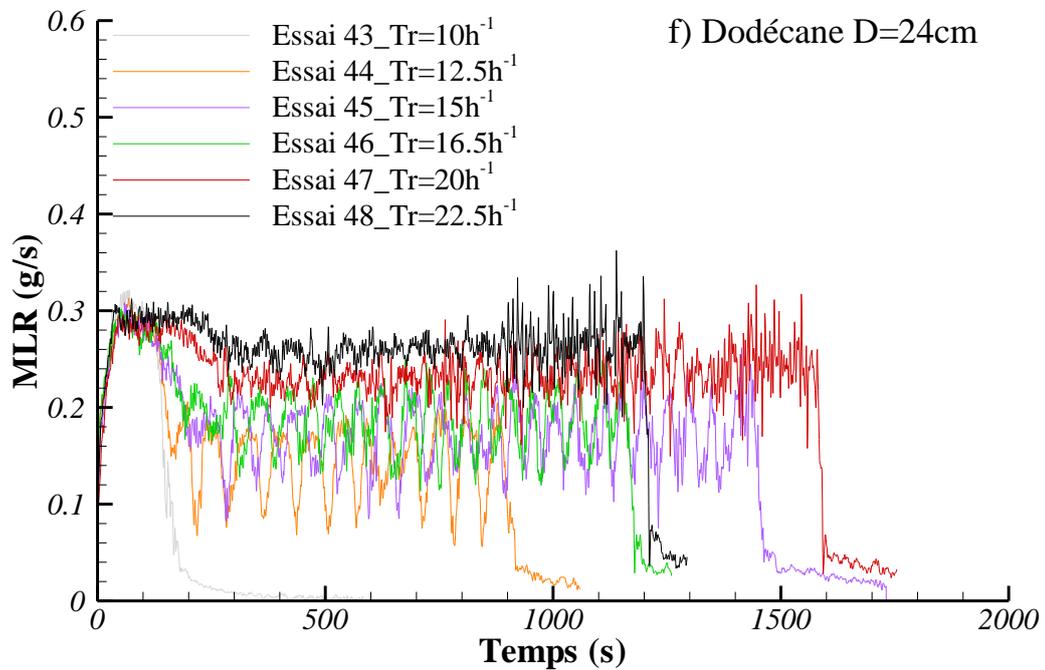
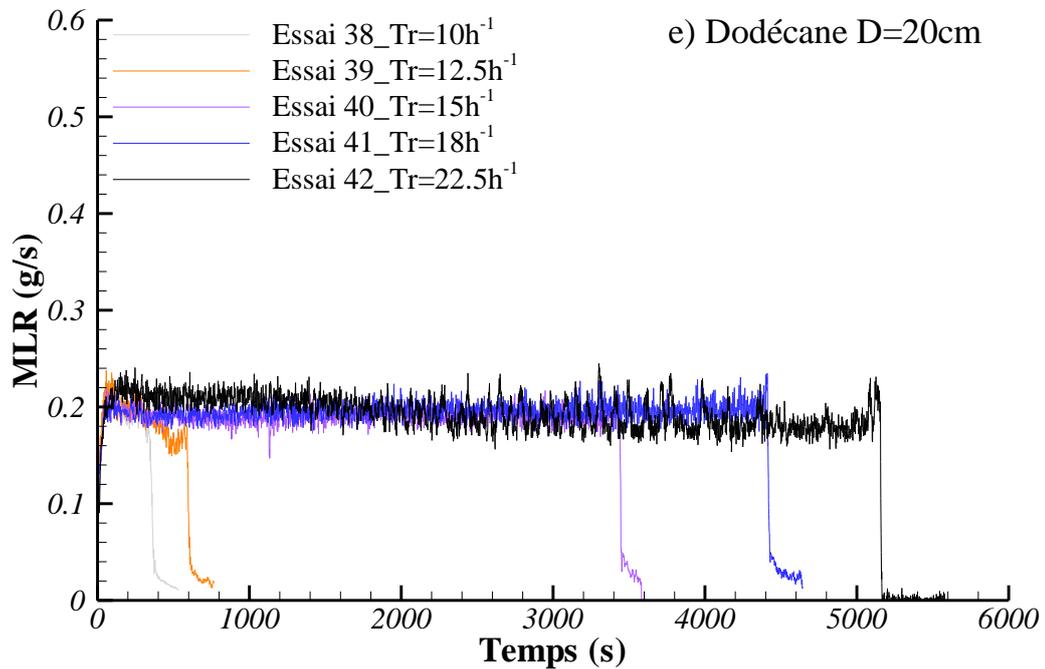


Figure 46: Essais 1 à 15, 17, 21 et 27 à 48 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) du combustible.

5.5 Effet de la bouche de ventilation

Les effets de la configuration de ventilation sur le comportement oscillatoire d'un feu d'heptane sont étudiés dans ce paragraphe. Une série de cinq essais a été réalisée en faisant varier la direction de l'écoulement entrant (essais 21 à 23) et la hauteur de la bouche d'admission dans l'enceinte (essais 24 et 25). Les configurations de ces différents essais sont répertoriées dans le Tableau 3 (p53). Par exemple, l'essai 25 correspond à un essai où la bouche de ventilation est en position basse et où l'air frais, entrant dans l'enceinte, est dirigé contre la paroi AVANT.

5.5.1 Orientation de la bouche d'admission d'air

Pour les essais 21 à 23, nous avons fait varier l'orientation de la bouche d'admission d'air fraîche placée en partie haute. Les configurations de ces essais sont représentées schématiquement sur la Figure 47.

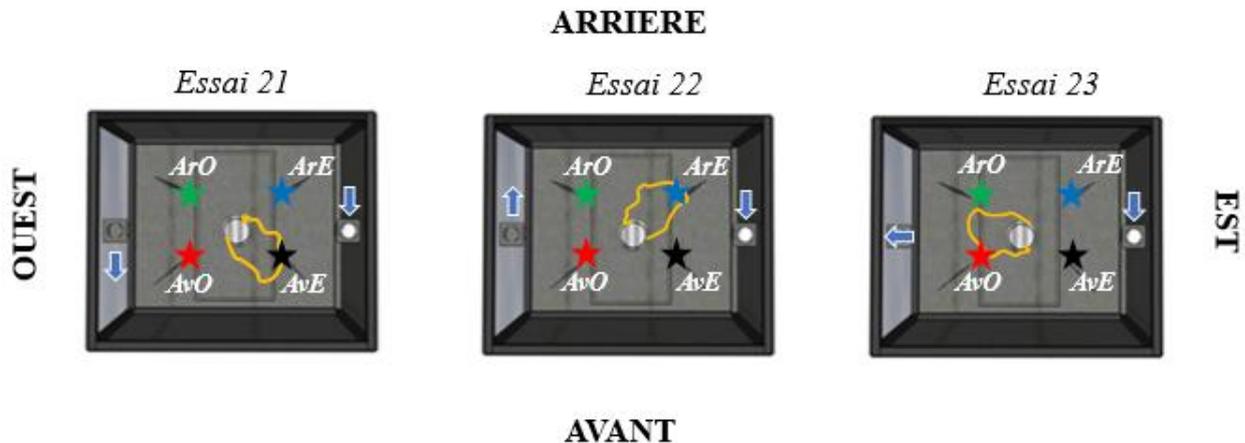
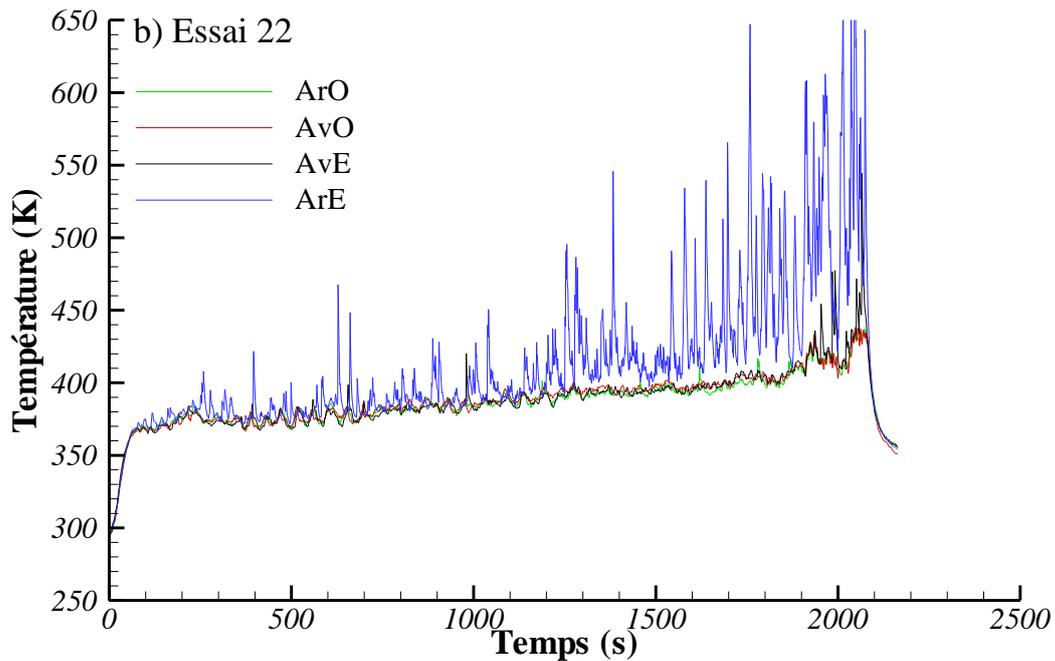
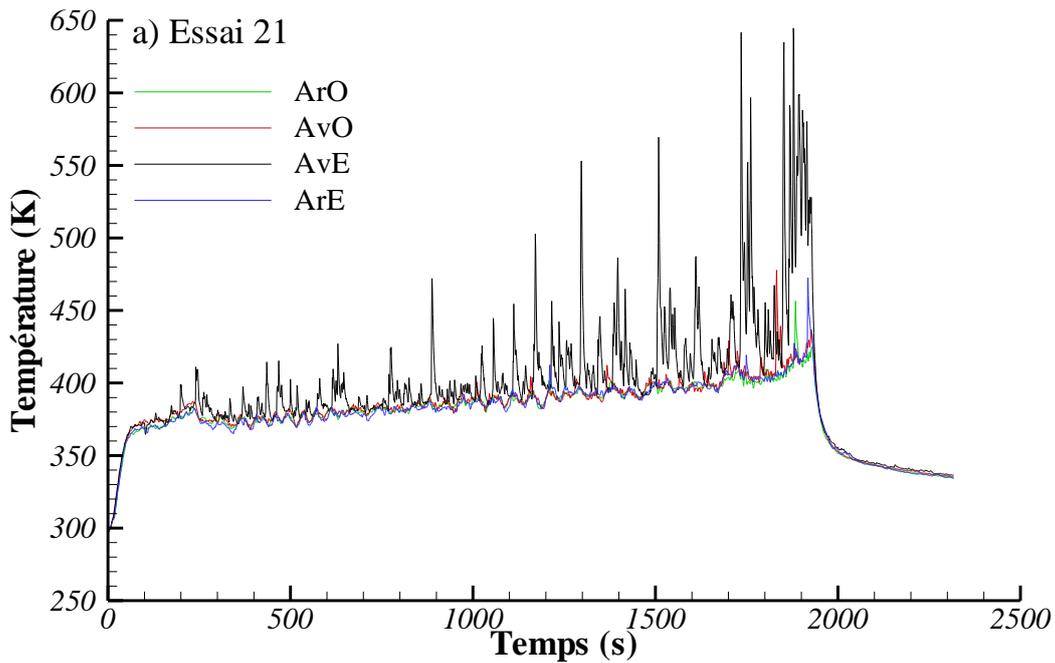


Figure 47 : Essais 21 à 23 : configuration d'essai, montrant, en vue du dessus, la position moyenne préférentielle de la flamme lorsqu'elle quitte le bac de combustible.

La première observation est que la zone préférentielle où se positionne la flamme, lorsqu'elle quitte le bac de combustible, dépend du sens de l'écoulement d'air entrant. En effet, la flamme se déplace en direction du coin AvE pour l'essai 21, alors qu'elle se dirige vers le coin ArE pour l'essai 22 et vers la paroi OUEST avec une légère préférence pour le coin ArO pour l'essai 23 (Figure 47). L'analyse des évolutions temporelles des températures de gaz dans les quatre coins à 0,35 m de hauteur

confirme ces observations (Figure 48), montrant des fluctuations importantes dans le coin où se positionne la flamme pour chacun des essais. Dans ces configurations d'essai, l'air frais n'est pas transporté directement vers la zone de réaction, mais subit des recirculations, ce qui explique que la flamme ne se déplace pas systématiquement vers la paroi OUEST. Malheureusement, nos tentatives de visualisation de l'écoulement par nappe laser ne nous ont pas permis de mettre en évidence ces phénomènes de recirculation.



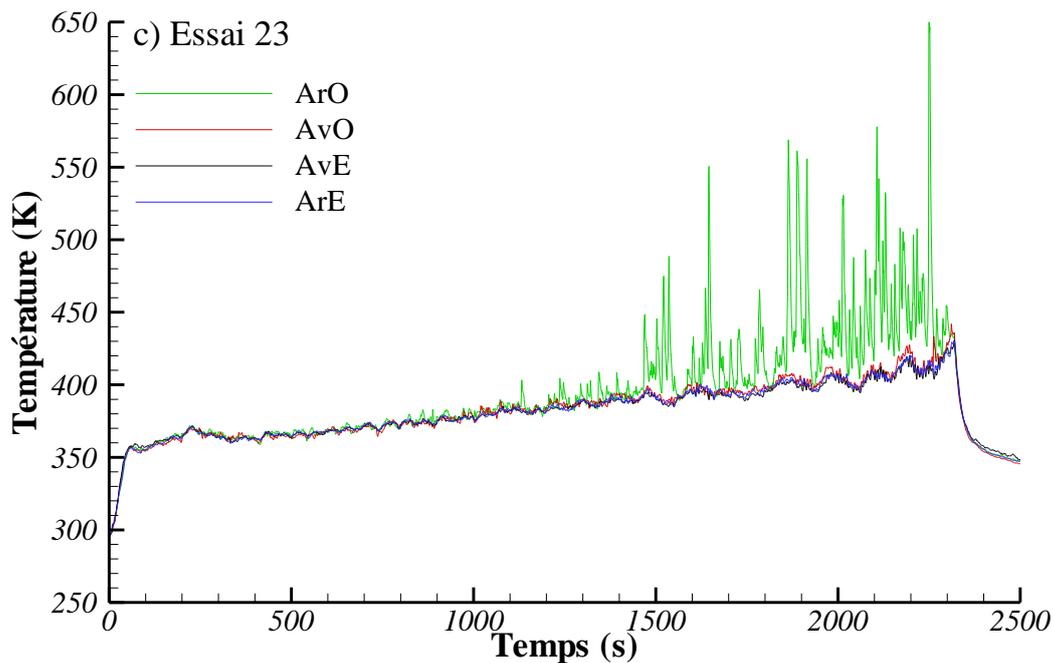


Figure 48 : Essais 21 à 23 : évolutions temporelles des températures de gaz à 0,35 m de hauteur dans les quatre coins de l'enceinte.

La direction de l'écoulement d'air d'admission n'a que peu d'influence sur la phase de croissance contrôlée par le combustible ($t < 200$ s), le régime de combustion (ici, le régime 3), le MLR moyen (Figure 49a) et la valeur de la fréquence dominante des oscillations BF ($\sim 23,5$ mHz) (Figure 50). En revanche, elle influe notablement sur l'amplitude des oscillations, avec une valeur moyenne sur la période [400-700 s] de 0,053, 0,070 et 0,028 g/s pour les essais 21 à 23 (Figure 49b). Les données acquises ne nous permettent pas d'appréhender la complexité de l'aéraulique induite par la ventilation. Cependant, il semble que l'air frais ait plus de facilité à atteindre la zone de réaction lors de l'essai 23, ce qui a pour effet de limiter l'amplitude du signal de MLR.

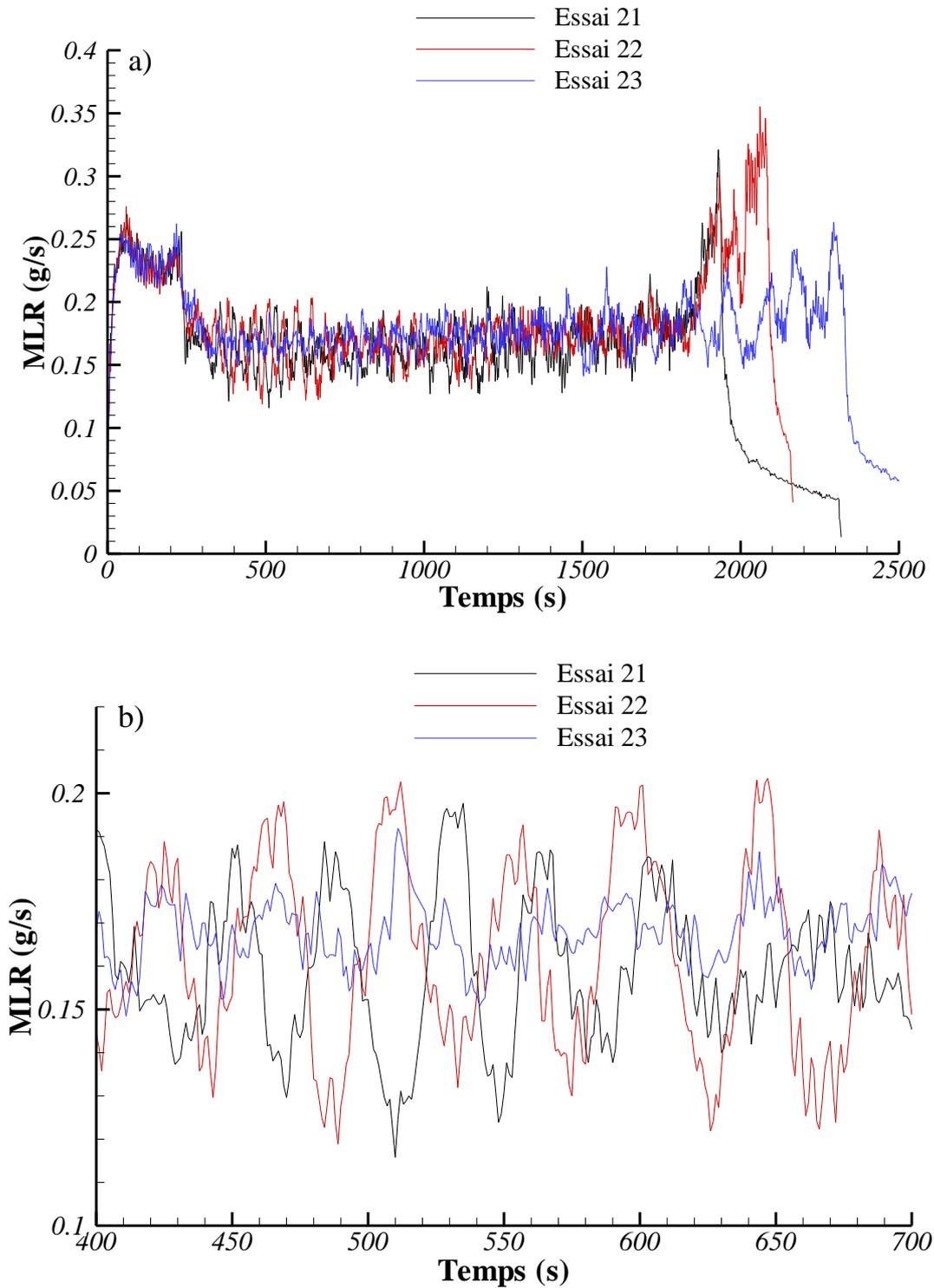


Figure 49 : Essais 21 à 23 : évolutions temporelles du débit d'évaporation (MLR) d'heptane (a) sur la durée de l'essai et (b) sur la période 400-700 s.

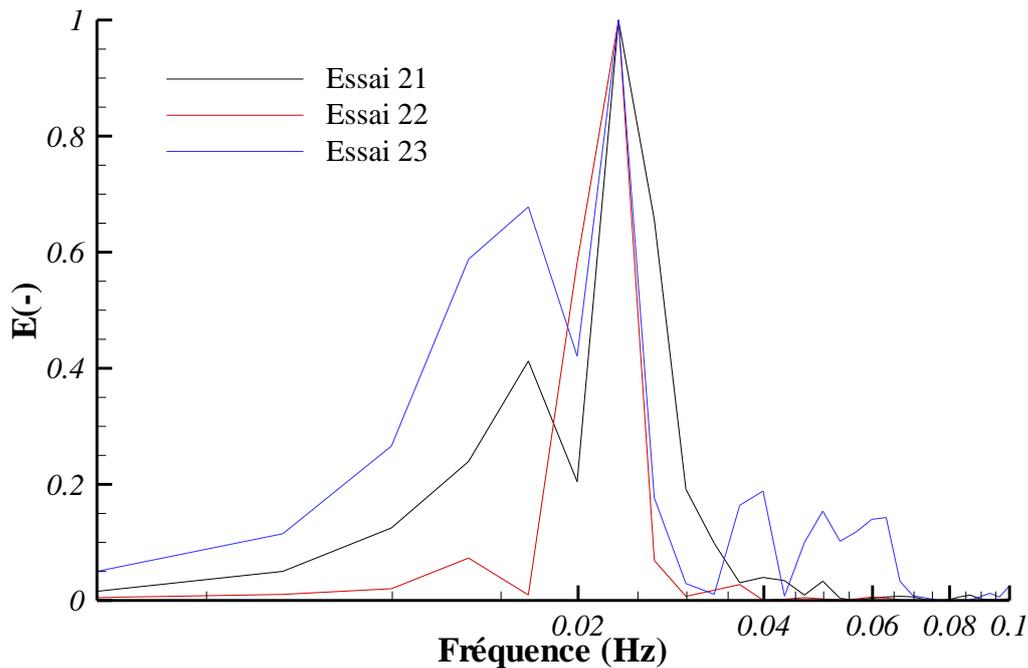


Figure 50 : Essais 21 à 23 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane sur la période 400-700 s.

5.5.2 Position de la bouche d'admission d'air

La hauteur de la bouche d'admission d'air frais dans l'enceinte est connue pour être un paramètre important qui influe directement sur la puissance du foyer, mais aussi sur la stratification des fumées (Backovsky *et al.*, 1989 ; Matsuyama *et al.*, 2015). Pour s'en convaincre, nous avons analysé et comparé les résultats des essais 21, 24 et 25, où la bouche d'admission a été placée respectivement à 0,80, 0,60 et 0,20 m de hauteur (Figure 26).

Lorsque l'on rapproche la bouche d'admission du plancher, l'air frais a plus de facilité à atteindre la zone de réaction et le temps d'advection de l'écoulement d'air jusqu'à cette zone est sans doute plus court, ce qui favorise l'oxygénation du foyer et améliore la combustion. La flamme est plus puissante et se trouve plus souvent au-dessus du bac, ce qui conduit à un débit d'évaporation plus élevé, y compris dans la phase de croissance contrôlée par le combustible (Figure 51).

Les oscillations BF s'en trouvent également affectée, avec une fréquence plus élevée et une amplitude plus faible (Figure 52), traduisant un meilleur équilibre entre

l'apport d'air et le dégagement des vapeurs de combustible. Les fréquences obtenues sont respectivement de 23,3, 26,6 et 46,5 mHz pour les essais 21, 24 et 25.

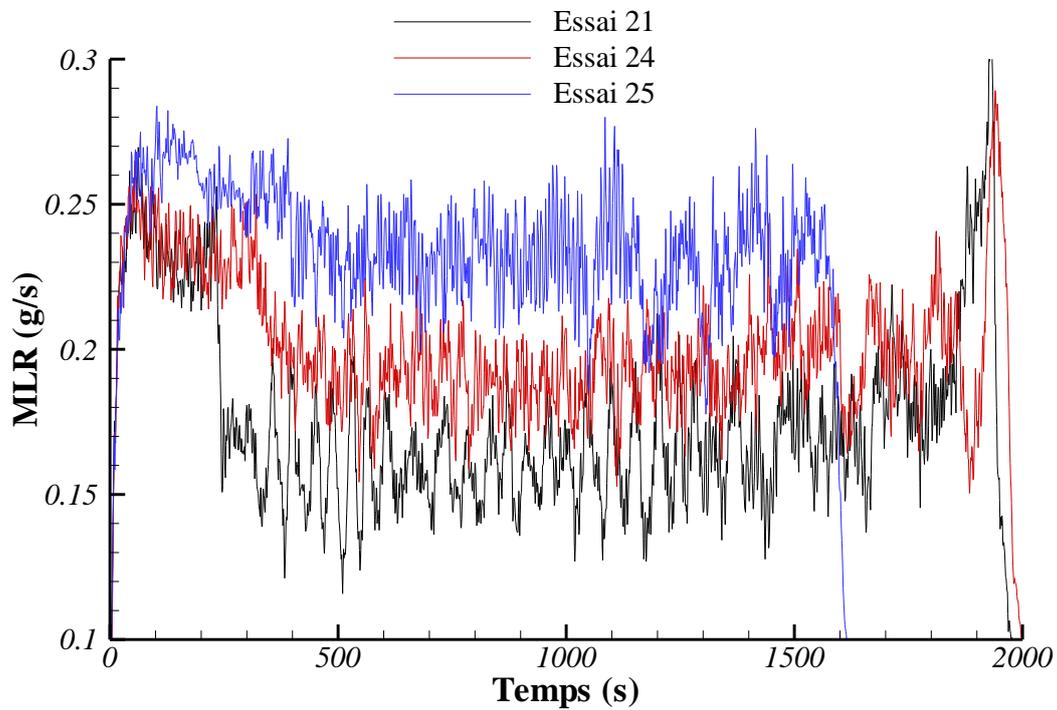


Figure 51 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

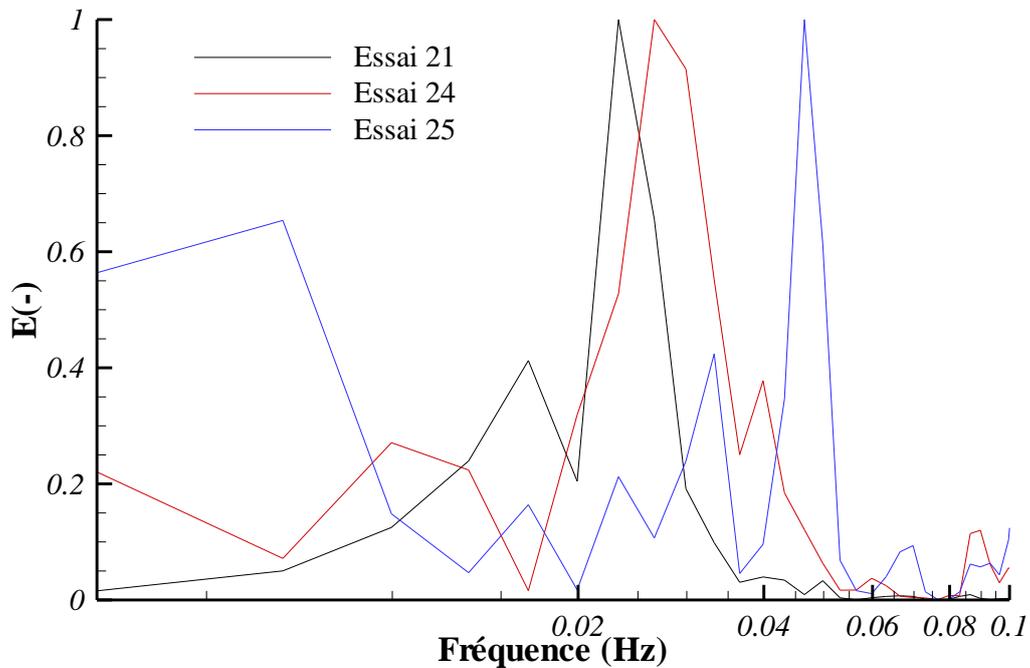


Figure 52: Essais 21, 24 et 25 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 400 et 700 s.

L'application de la relation (20) (p73) a conduit aux évolutions temporelles de la richesse globale pour les essais 21, 24 et 25 représentées sur la Figure 53.

Les valeurs moyennes de la richesse globale dans le local diffèrent sensiblement selon la configuration d'essai. Elles sont respectivement de 0,30, 0,35 et 0,45 pour les essais 21, 24 et 25. Ceci suggère que plus l'admission d'air est proche du plancher, plus la quantité d'oxygène qui participe à la combustion est importante. Nous avons également déterminé, en suivant la procédure de calcul présentée au §5.2, les valeurs théoriques des concentrations d'oxygène et de dioxyde de carbone. Les valeurs obtenues sont respectivement de 14,44, 13,30 et 11,71% pour l'oxygène et de 3,9, 4,56 et 5,82% pour le CO₂. Elles sont en accord avec les valeurs moyennes estimées à partir des mesures (Figure 54 et Figure 55), c'est-à-dire 14,8, 13,8% et 12% pour le O₂, et 3,8, 4,6 et 5,8% pour le CO₂.

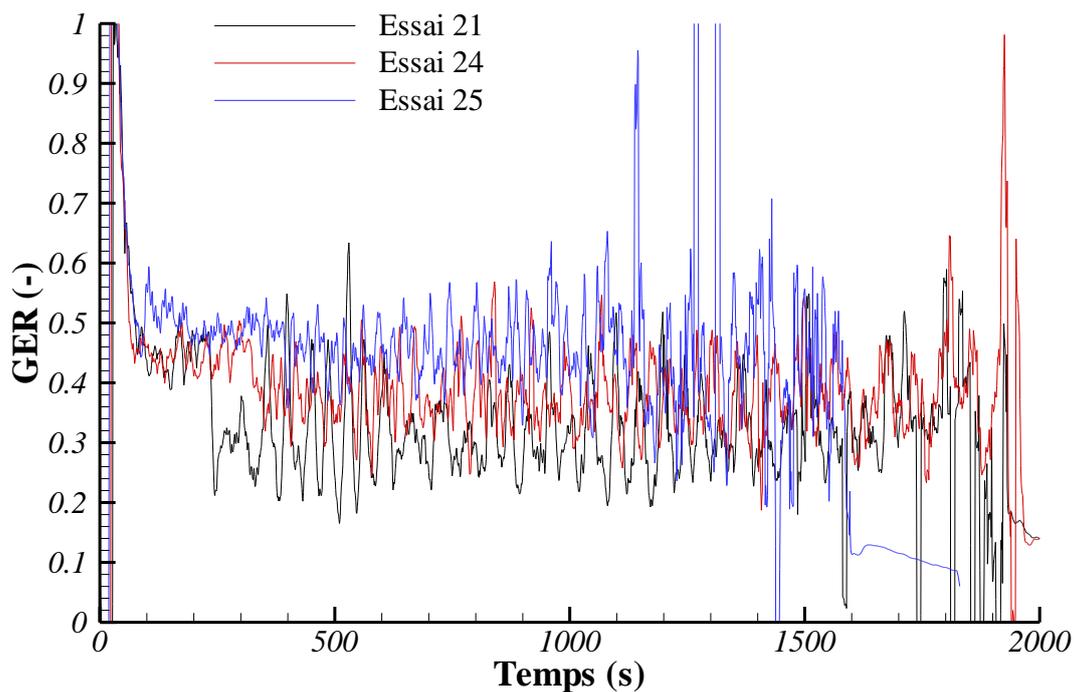


Figure 53 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle de la richesse globale dans le local. Le signal brut du débit volumique d'admission étant très bruité, une moyenne mobile centrée sur 10 s a été appliquée.

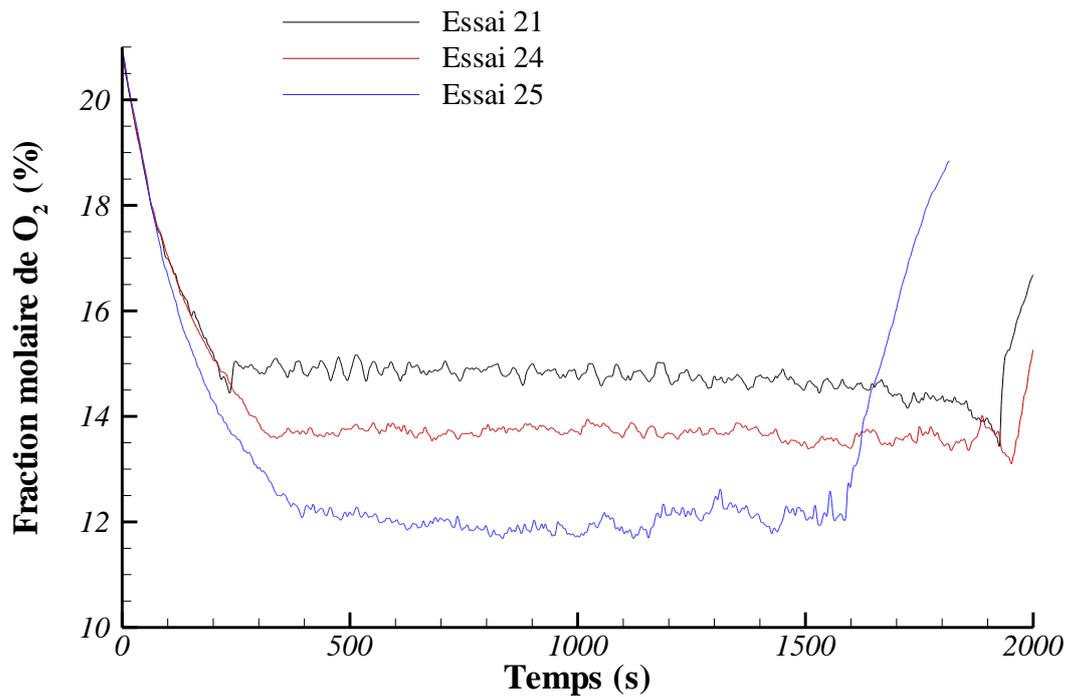


Figure 54 : Essais 21, 24 et 25 : évolution temporelle de la fraction molaire d'oxygène dans la gaine d'extraction.

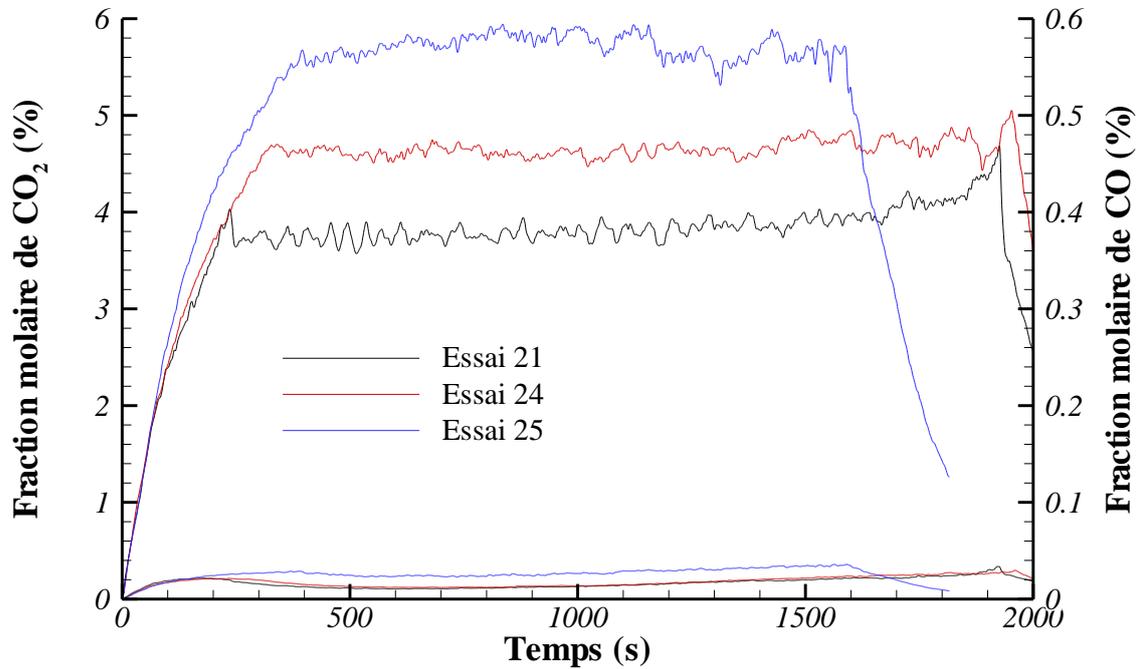
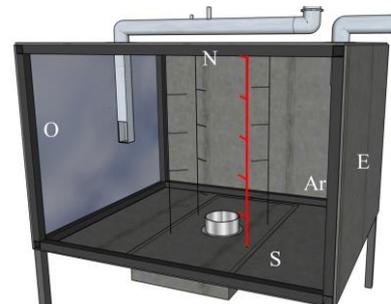
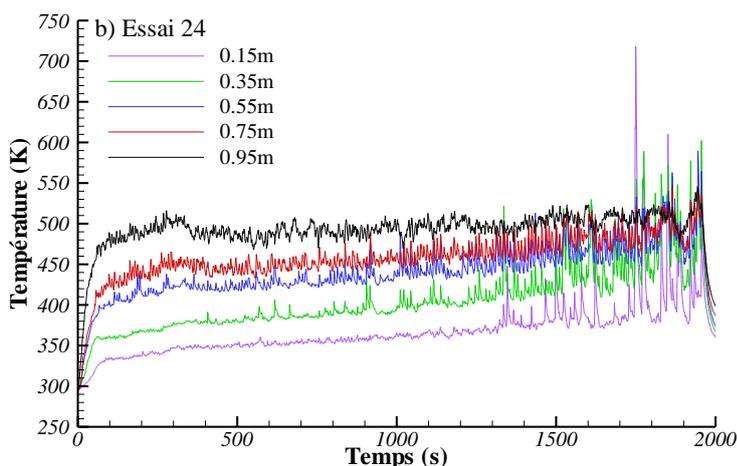
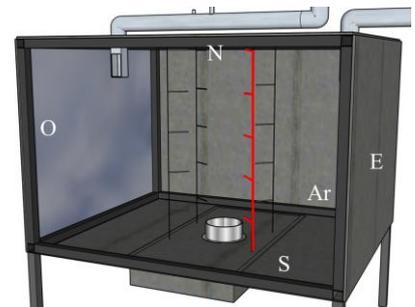
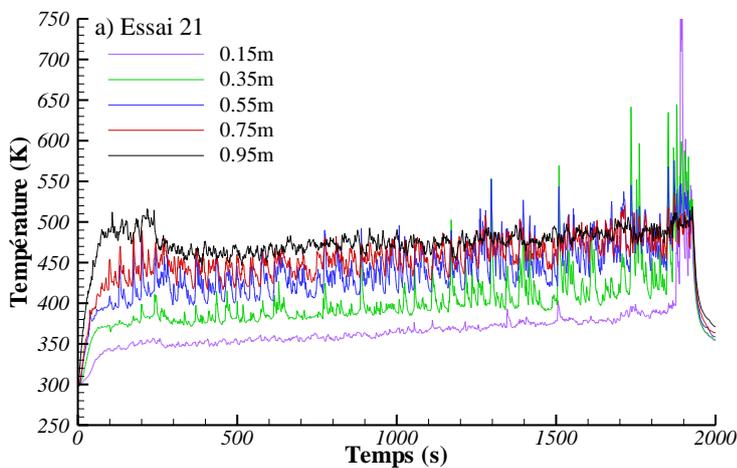


Figure 55 : Essais 21, 24 et 25 : évolutions temporelles des fractions molaires de CO₂ et CO dans la gaine d'extraction.

ETUDE PARAMETRIQUE

La position de la bouche de ventilation influe aussi sur le champ de température à l'intérieur du dispositif, en particulier sur la stratification thermique des fumées.

Lorsque l'admission d'air se fait en partie basse (i.e. à 0,20 m de hauteur), la combustion, mieux oxygénée, est plus vive, ce qui conduit à des niveaux de température plus élevés et à une meilleure stratification thermique des fumées (Figure 56c). En revanche, pour les essais 21 et 24, l'admission d'air dans la couche de fumées (resp. à 0,80 et 0,60 m de hauteur) tend à homogénéiser leur température (Figure 56a et Figure 56b), comme cela a été observé par Matsuyama *et al.* (2015), et à favoriser le phénomène oscillatoire.



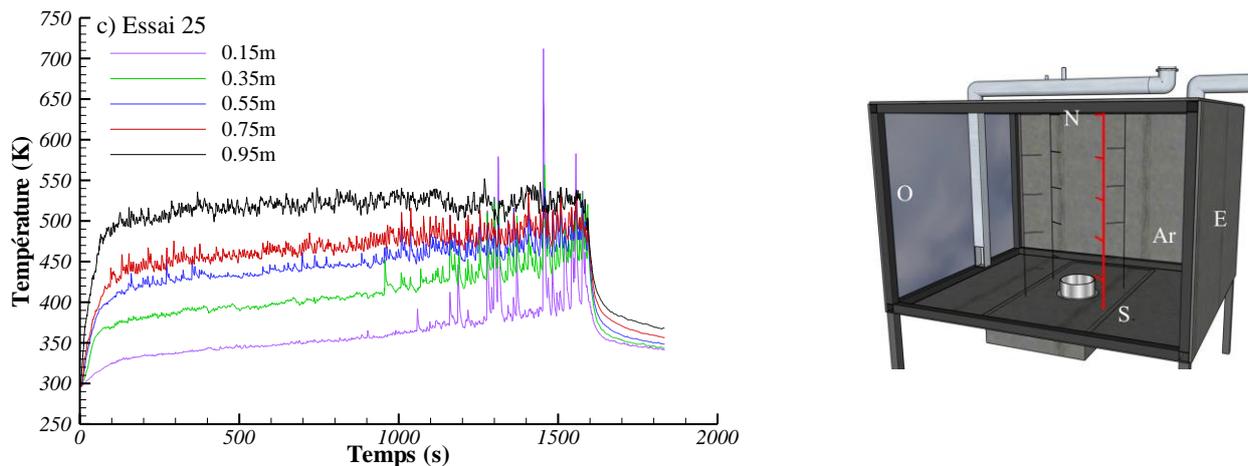


Figure 56 : Essais 21 (a), 24 (b) et 25 (c) : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à 0,15, 0,35, 0,55, 0,75 et 0,95 de hauteur.

5.6 Effet de la thermique des parois

Dans ce paragraphe, on s'intéresse à l'influence de la nature des parois du caisson NYX sur les oscillations basse-fréquence. Pour cette étude, on compare les résultats des essais 16 à 18 (Tableau 3, p53), relatifs à la combustion d'une nappe d'heptane de 18 cm de diamètre, avec un taux de renouvellement de $12,5 \text{ h}^{-1}$.

L'étude réalisée par Prétrel *et al.* (2016) a montré que l'isolation partielle (37,5 et 84 m^2 d'isolation) des parois latérales d'un local du dispositif DIVA, n'influence pas significativement l'occurrence du phénomène oscillatoire BF. C'est également ce que nous observons sur la Figure 57 donnant les évolutions temporelles du débit d'évaporation pour les essais 16 (4 parois en acier), 17 (1 paroi en verre et 3 parois en acier recouvert de silicate de calcium) et 18 (4 parois en acier recouvert de silicate de calcium). Cela n'affecte pas non plus le débit d'évaporation moyen, ni le régime de combustion (ici, le régime 2).

La Figure 57 montre également que l'amplitude des oscillations du signal du MLR diminue légèrement lorsque les pertes par les parois sont plus faibles (resp. essais 16, 17 et 18). Limiter les pertes pariétales entraîne globalement une augmentation des niveaux de température des fumées (Figure 58) et des parois latérales, favorisant

l'évaporation du liquide par de meilleurs échanges de chaleur vers la surface du combustible. A noter que pour l'essai 16, la légère augmentation du débit d'évaporation après environ 600 s de feu entraîne un déséquilibre qui est à l'origine d'une extinction plus précoce.

Si l'amplitude des oscillations est légèrement affectée par la nature plus ou moins isolante des parois, la fréquence, quant à elle, ne l'est pas, comme le confirment les spectres adimensionnés des signaux de MLR sur la période 215-620 s (Figure 59). La fréquence dominante est de l'ordre de 17,25 mHz pour les trois essais.

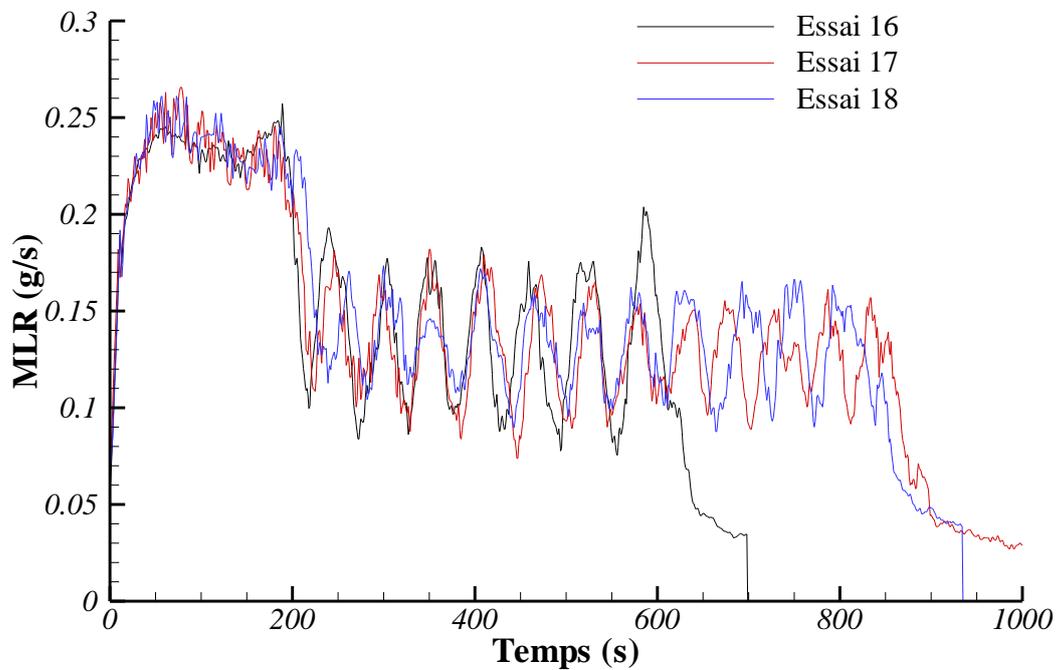
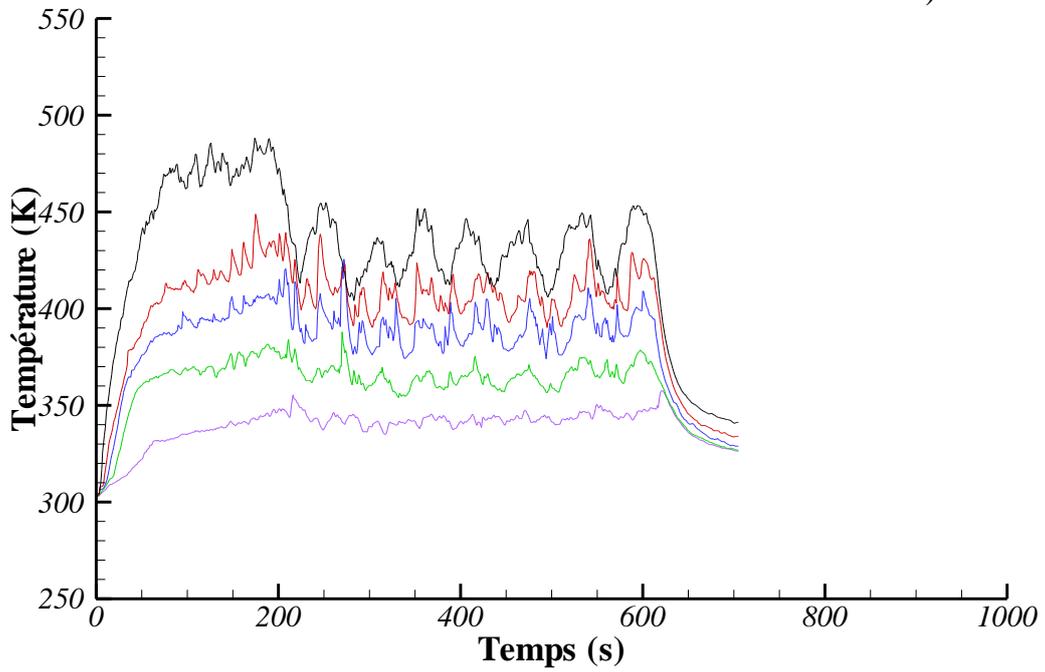
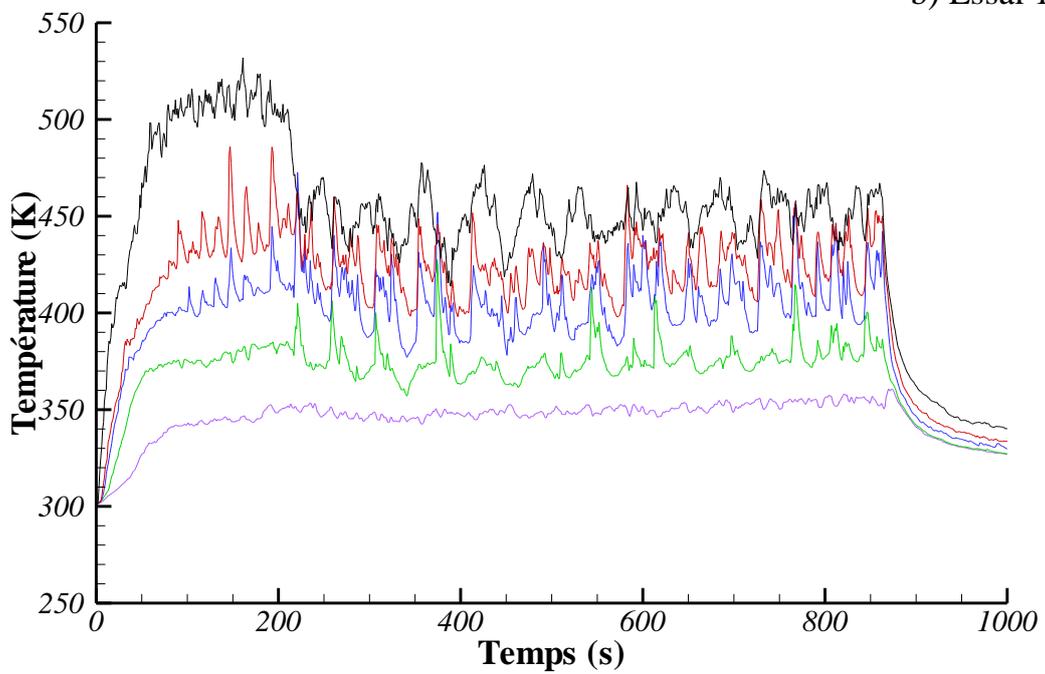


Figure 57 : Essais 16 à 18 : évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane.

a) Essai 16



b) Essai 17



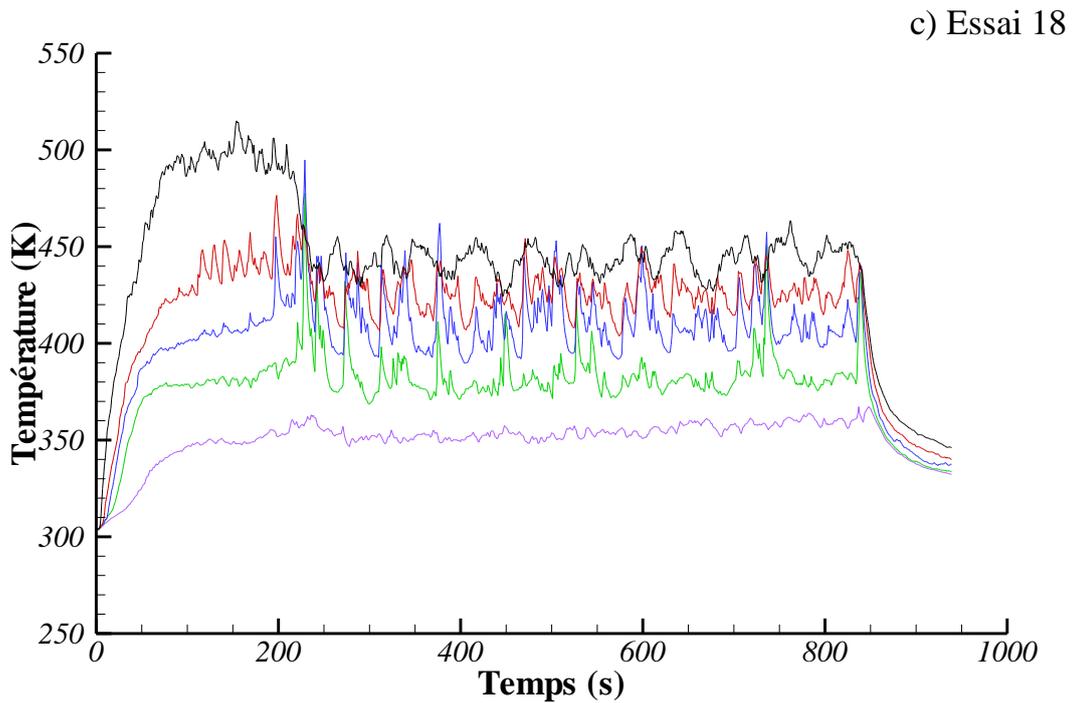


Figure 58 : Essais 16 à 18 : évolutions temporelles des températures de gaz dans le coin AvE de l'enceinte à différentes hauteurs.

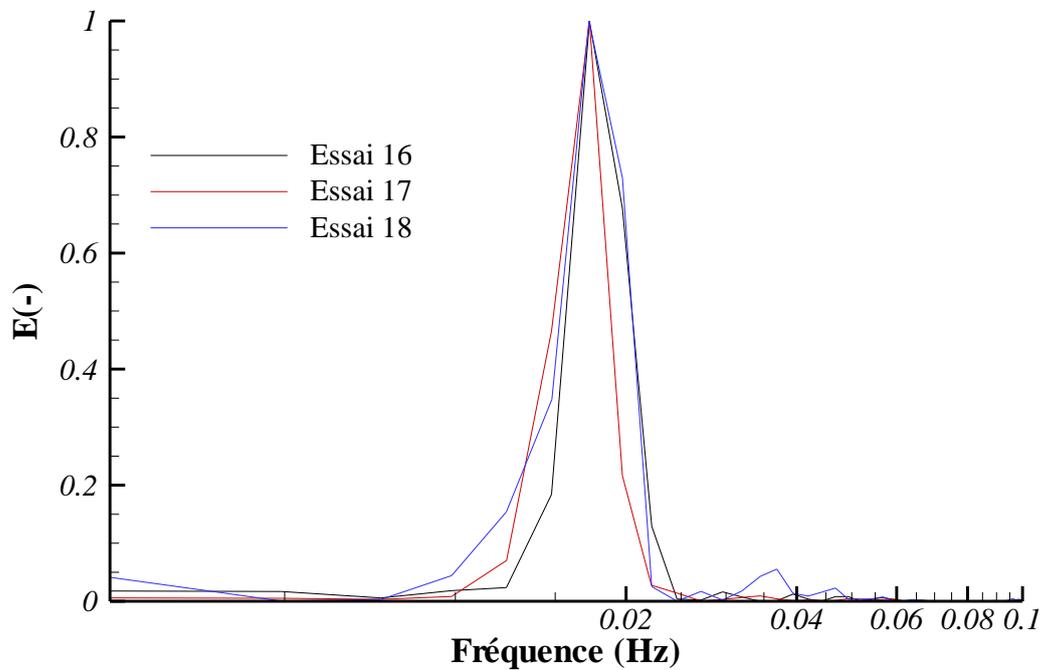


Figure 59 : Essais 16 à 18 : spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle du débit d'évaporation (MLR) d'heptane entre 210 et 570 s.

5.7 Analogie DIVA/NYX

La similitude entre les dispositifs DIVA et NYX ne peut être complète dans la mesure où ils diffèrent par leur mode de ventilation et la nature des parois.

En ce qui concerne la ventilation, on rappelle que la configuration avec une admission d'air libre dans NYX a été retenue afin de s'affranchir des effets de la résistance aéroulque induite par l'admission mécanique utilisée dans DIVA. Sur la Figure 60, nous avons comparé les évolutions temporelles des taux de renouvellement d'air dans la phase oscillatoire, calculés comme $Tr(t) = \dot{Q}_{adm}(t)/V_{local}$, pour l'essai 18 dans NYX (Tableau 3, p53) et l'essai PRISME2-VSP-S3 dans DIVA (Tableau 1).

Bien que ces essais diffèrent par leur Tr à froid (i.e. resp. 12,5 et 12 h⁻¹) et la nature de leurs parois, il est néanmoins possible de constater que la branche d'admission mécanique dans DIVA constitue un élément résistif qui altère significativement le taux de renouvellement d'air à chaud. En effet, le taux de renouvellement moyen dans DIVA chute en cours d'essai à 9 h⁻¹, alors que, dans NYX, il reste proche de sa valeur à froid (12 vs. 12,5 h⁻¹).

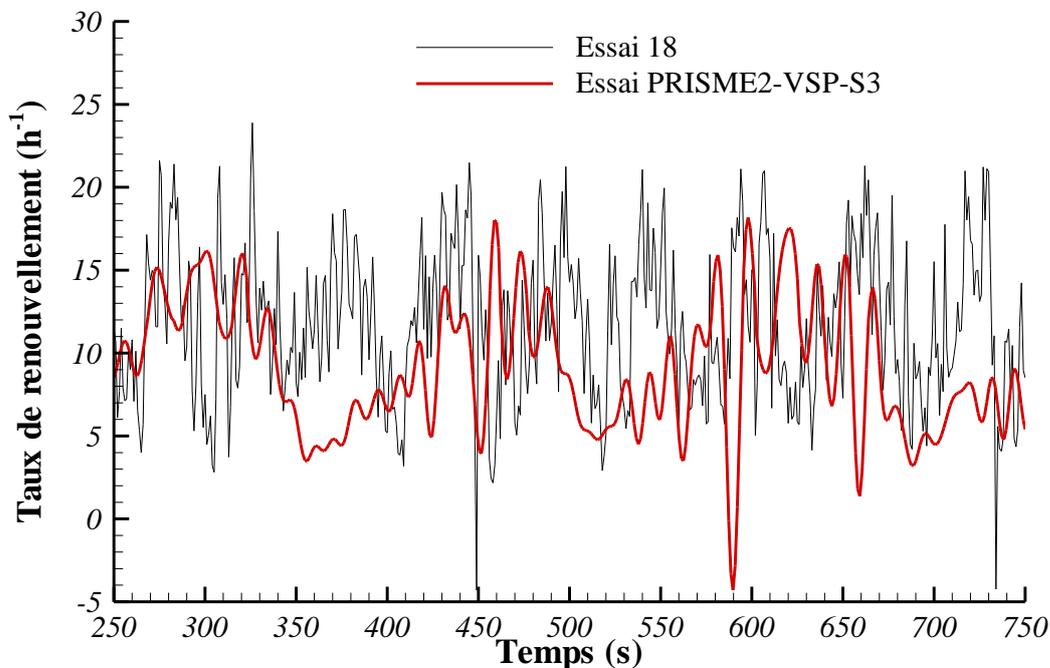


Figure 60 : Essai 18 dans NYX et essai PRISME2-VSP-S3 dans DIVA : évolution temporelle du taux de renouvellement d'air mesuré dans la phase oscillatoire.

Les essais réalisés dans DIVA couvrent ainsi une gamme de Tr relativement restreinte, entre 6 et 12,5 h⁻¹, pour des Tr fixés à froid entre 8 et 17 h⁻¹. C'est ce qui explique que seuls les régimes instables 1 et 2 aient été observés dans DIVA. L'utilisation de taux de renouvellement plus élevés aurait sans doute permis de mettre en évidence les autres régimes de combustion.

En ce qui concerne le phénomène oscillatoire lui-même, certaines analogies peuvent être observées entre NYX et DIVA. D'un point de vue qualitatif, en comparant les résultats obtenus lors des essais 1, 1T, S3 et S5 vs. S6 (Prétrel *et al.*, 2016), on constate une légère augmentation de la fréquence du signal de MLR avec le taux de renouvellement, alors que l'amplitude diminue.

L'étude de l'influence du type de combustible sur le phénomène oscillatoire menée par Prétrel *et al.* (2016) a conduit aux mêmes conclusions que celles du §5.4, à savoir que pour le dodécane, hydrocarbure plus lourd et moins inflammable que l'heptane, la fréquence des oscillations est plus faible et leur déclenchement plus tardif.

A partir d'une comparaison des résultats des essais 1, 1T, S3 et S5 avec S8, Prétrel *et al.* (2016) ont conclu que l'isolation thermique des parois avait peu d'influence sur l'occurrence et la persistance du phénomène oscillatoire. Cela est conforme aux observations faites dans NYX (voir §5.6).

Les valeurs des fréquences BF dominantes du signal de MLR sont sensiblement différentes : de 5 à 7 mHz dans DIVA et de 13 à 33 mHz dans NYX. A ce stade de l'étude, compte tenu du faible nombre d'essais réalisés dans DIVA, il n'a pas été possible d'établir un lien de similitude entre ces fréquences.

6. SIMULATION NUMERIQUE

L'élaboration d'outils prédictifs permettant de simuler numériquement le développement d'un feu est un enjeu majeur dans le domaine de la sécurité incendie. Leur utilisation est une alternative à l'expérience, souvent coûteuse et difficile à mettre en place, notamment pour le dimensionnement des systèmes de désenfumage et de lutte contre l'incendie. La modélisation numérique permet en outre de fournir des informations sur des grandeurs locales difficiles à mesurer, voire inaccessibles par l'expérience. Elle permet également de tester des hypothèses et ainsi améliorer notre compréhension du comportement d'un feu.

De nombreuses études ont ainsi porté sur la simulation prédictive d'un feu de nappe. Parmi les outils développés, on peut citer, entre autres, le code Fire Dynamics Simulator (FDS) du NIST (e.g. Sikanen et Hostikka (2016) ; Hostikka *et al.* (2002) ; Van Hees *et al.*, 2012), le code CALIF³S-ISIS de l'IRSN⁴ (e.g. Lapuerta *et al.*, 2012 ; Suard *et al.*, 2013) ou des codes industriels comme FLUENT (e.g. Yao *et al.*, 2013) ou FIREFOAM (e.g. Wang *et al.*, 2014).

La manifestation récente du phénomène oscillatoire lors d'essais de feux de nappes d'hydrocarbures en milieu confiné et ventilé mécaniquement explique que peu d'études aient été consacrées à la simulation prédictive de ce type de comportement.

En 2016, Beji et Merci, chercheurs de l'Université de Ghent, ont comparé les résultats obtenus en utilisant la version 6 du code FDS aux mesures effectuées dans le cadre des essais PRISME2 (Prétrel *et al.*, 2016). FDS reproduit de façon satisfaisante les oscillations BF, mais avec une fréquence double de celle observée expérimentalement, 10 mHz vs. 5 mHz. Cette étude montre que le modèle d'évaporation local (i.e. l'évaporation est calculée localement dans chaque cellule de calcul situées juste au-dessus de la surface du combustible liquide) implémenté dans FDS permet de rendre compte d'une occupation partielle de la surface de la nappe combustible par la flamme. C'est la raison pour laquelle ce modèle a été utilisé dans la présente étude.

⁴ <https://gforge.irsn.fr/gf/project/calif3s/>

Les essais PRISME2 ont été également simulés par Prétrel *et al.* (2016) à l'aide du code CALIF³S-ISIS. Contrairement à celui implémenté dans FDS, le modèle d'évaporation utilisé dans le code CALIF³S-ISIS calcule le taux de dégagement des vapeurs combustibles de façon globale, sur toute la surface de la nappe. Il suppose de plus que la température de surface du liquide est proche de sa température d'ébullition. La validation du code CALIF³S-ISIS sur un des essais PRISME2 (noté S3 dans Prétrel *et al.*, 2016) a montré que le code CALIF³S-ISIS reproduit bien le débit d'évaporation moyen et les oscillations BF. Cependant, la fréquence dominante de ces oscillations est surestimée (14 vs. 6,6 mHz), alors que leur amplitude est sous-estimée (5 vs. 14 g/s). Les auteurs attribuent ces écarts au fait que le déplacement de la flamme n'est pas correctement simulé par le modèle global d'évaporation. Les travaux en cours, réalisés dans le cadre de la thèse de Perez Segovia *et al.* (2017), consistent à valider le code CALIF³S-ISIS par confrontation avec les résultats de la présente étude.

On citera également les travaux de thèse de Pi (2015) où une approche zonale a été combinée à un modèle ($N - \tau$).

Le présent travail s'inscrit dans la continuité de ces études. Il se propose d'utiliser le code SAFIR, développé par l'IUSTI, pour décrire ce comportement oscillatoire. Le code SAFIR, ainsi que quelques cas de validation, ont été présentés dans des travaux antérieurs (e.g. Consalvi *et al.* 2003, 2005a, 2005b, 2008 ; Kadoch *et al.*, 2013). Dans Consalvi *et al.* (2008), l'étude a porté sur l'implémentation d'un modèle de pyrolyse du PMMA. Les résultats obtenus, par cette version à débit calculé, se sont révélés en bon accord avec l'expérience.

Dans ce chapitre, on décrit tout d'abord les fonctionnalités du code SAFIR, ainsi que les modifications apportées, relatives à l'implémentation du modèle d'évaporation d'une nappe d'hydrocarbure. On présente ensuite les résultats numériques concernant la simulation de l'essai 26 relatif à un feu de nappe d'heptane de 18 cm dans une configuration du dispositif NYX où toutes les parois sont en acier recouvert de silicate de calcium.

6.1 Présentation du code de calcul SAFIR

Le code SAFIR permet une description 3D, stationnaire ou instationnaire, de l'écoulement compressible et réactif, à bas nombres de Mach et de Froude, caractéristique d'un incendie. L'ensemble des phénomènes de base qui régissent le développement et la propagation du feu sont pris en compte : transports de gaz, turbulence, combustion turbulente et rayonnement.

Le code prend en compte la présence de régions dites « bloquées », régions solides présentes dans le domaine de calcul (bac de combustible, cloisons, obstacles, cibles, soffite, etc.).

De type volumes finis, la méthode de résolution numérique des équations de transport repose sur un algorithme spécifique aux écoulements à faible nombre de Mach, permettant d'intégrer, sur un maillage cartésien non uniforme, les couplages non linéaires liés aux gradients importants de densité et de pression. Le schéma d'intégration est totalement implicite, y compris le traitement des conditions aux limites, ce qui garantit sa stabilité inconditionnelle quel que soit le pas de temps (les limitations liées au pas de temps ont pour unique origine l'instationnarité de l'écoulement).

La technique dite « des régions bloquées » permet, par la modification des équations discrétisées, de traiter les régions solides du domaine physique avec le même algorithme, et de façon simultanée. La prise en compte des régions bloquées dans la résolution totalement implicite des équations de transport a nécessité une modification radicale des coefficients de l'équation algébrique afin de reconstituer les véritables conditions physiques sur les faces de ces régions bloquées, comme cela est fait aux parois.

On rappelle ci-dessous les principales fonctionnalités du code, ainsi que le modèle mathématique et la méthode de résolution numérique.

6.1.1 Fonctionnalités du code

Les fonctionnalités principales du code SAFIR sont données dans le Tableau 5.

Tableau 5 : Fonctionnalités du code SAFIR.

Aspects physiques

- *Configuration géométrique* : mono ou multi-compartiment.
- *Phase gazeuse* : elle est newtonienne et constituée de 6 espèces chimiques : *combustible*, CO , O_2 , CO_2 , H_2O , N_2 , considérées comme des gaz parfaits, l'espèce *combustible* ayant pour formule chimique $C_aH_bO_c$. Le nombre de Lewis (rapport du nombre de Prandtl et de Schmidt) est unitaire et les coefficients de diffusion thermique et de diffusion des espèces chimiques sont égaux (flamme équidiffusive).
- *Coefficients de transport de la phase gazeuse* : la viscosité dynamique moléculaire et les propriétés thermodynamiques de chacune des espèces gazeuses dépendent de la température du gaz.
- *Turbulence* : La turbulence est décrite par le modèle $k - \varepsilon$ standard (Launder et Spalding, 1972), incluant la production/destruction de turbulence due à la gravité.
- *Combustion* : la combustion est une réaction chimique à 1 étape ou 2 étapes (production de CO intermédiaire) avec la possibilité d'introduire une limite inférieure d'inflammabilité (Hu *et al.*, 2007).
- *Combustion turbulente* : Le modèle « Eddy Dissipation » de Magnussen et Hjertager (1977) est utilisé pour le calcul du taux de consommation du combustible.
- *Rayonnement* : la phase gazeuse est considérée comme un milieu gris absorbant, émettant et non diffusant. Le rayonnement est calculé par l'équation de transfert radiatif (ETR) (Modest, 1996). La contribution des suies au coefficient d'absorption est calculée à partir de la fraction volumique de suies f_{vs} et de la température du gaz par la relation de Kent et Honnery (1990) ; celle des produits gazeux peut être calculée de deux façons différentes : par le modèle RADCAL (Grosshandler, 1993) ou par la relation de Magnussen et Hjertager (1977) selon que l'on considère ou non la dépendance en température du coefficient d'absorption de ces mêmes espèces. Le modèle de suie repose sur une seule équation de transport de la fraction massique de suies en considérant qu'une partie du combustible (quelques pourcents, typiquement)

se transforment en suies. Les suies produites sont supposées en équilibre dynamique et thermique avec la phase gazeuse.

- *Pression thermodynamique* : en milieu ouvert ou faiblement confiné, la pression thermodynamique est égale à la pression ambiante. En milieu confiné, elle peut évoluer au cours du temps en fonction des conditions de ventilation. Elle est alors calculée à partir de l'équation de bilan de masse étendue au volume du local.
- *Loi de paroi* : Aux parois et sur les faces des régions bloquées, l'énergie cinétique de turbulence et son taux de dissipation sont déterminés en utilisant une loi de paroi (LDP) hors-équilibre afin de traiter les zones de stagnation ou de séparation de l'écoulement (Chieng et Launder, 1980).
- *Conditions aux limites du domaine* : différents types de limites sont considérés : paroi conductrice ou adiabatique, plan de symétrie, frontière libre (écoulement entrant ou sortant), ouverture libre (écoulement entrant ou sortant) ou imposée (injection volumique, injection massique ou ventilation) en paroi.
- La conduction dans les régions « bloquées », mono ou multi-matériau, est traitée en résolvant l'équation de la chaleur en trois dimensions, celle dans les parois, mono ou multi-matériau, est traitée en résolvant l'équation unidimensionnelle de la chaleur.
- Le coefficient de transfert de chaleur par convection peut être imposé aux parois et sur les faces des régions bloquées par l'utilisateur, calculé au moyen de corrélations empiriques (Holman, 1990) ou déduit de la LDP.
- Le code intègre une base de données constituée de 11 combustibles (méthane, acétylène, éthylène, éthane, propylène, propane, pentane, heptane, dodécane, éthanol, méthyl-méthacrylate), incluant les coefficients des polynômes de la viscosité et de la chaleur spécifique du gaz en fonction de la température.

Aspects numériques

- La résolution des équations de transport de la phase gazeuse, de type volumes finis, est totalement implicite, y compris aux parois et sur les faces des régions « bloquées ».
- Les maillages du domaine, des parois et des régions bloquées, sont cartésiens non uniformes.
- Le couplage des équations de transport est assuré par la procédure itérative PISO (Issa, 1986).
- L'ETR est résolue par une méthode explicite de type volumes finis.

6.1.2 Modèle mathématique

Equations générales

Le comportement de l'écoulement gazeux compressible est décrit par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie en moyenne de Favre, complétées par celles du modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard (Launder et Spalding, 1972), prenant en compte les effets de flottabilité, et du modèle de suie à une équation.

Compte tenu des hypothèses formulées précédemment et en omettant les symboles de moyenne, les équations de transport de la phase gazeuse s'écrivent sous la forme générique suivante:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + S_\Phi$$

Le coefficient de diffusion Γ_Φ et le terme source S_Φ sont rassemblés dans le Tableau 6.

Dans ce tableau, le terme P représente un terme de production de l'énergie cinétique dû aux contraintes de cisaillement :

$$P = 2\mu_t \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - \frac{2}{3} \mu_t (\vec{\nabla} \cdot \vec{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k (\vec{\nabla} \cdot \vec{u})$$

Le terme W représente le terme de production/destruction lié à l'interaction gravitationnelle qui peut s'exprimer de différentes façons (voir Van Maele et Merci, 2006):

- Le modèle SGDH (Simple Gradient Diffusion Hypothesis) :

$$W = - \frac{\rho_0 \mu_t}{\rho T \sigma_t} \frac{\partial T}{\partial y} g$$

- Le modèle GGDH (Generalized Gradient Diffusion Hypothesis) :

$$W = \frac{3}{2} \frac{\rho_0 \mu_t}{\rho^2 T \sigma_t k} \left(-\rho \widetilde{u_j'' u_k''} \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) g$$

avec

$$-\rho \widetilde{u_j'' u_k''} = 2\mu_t \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{jk} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{jk}$$

Tableau 6 : Résumé des équations de transport de la phase gazeuse sous forme générique.

Conservation de	Φ	U_j	Γ_Φ	S_Φ
Masse	1	u_j	0	0
Quantité de mouvement	u_i	u_j	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + (\rho - \rho_0)g_i$ $+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij} \right]$
Enthalpie	h	u_j	$\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	$-\vec{V} \cdot \vec{q}_R$
Energie cinétique de turbulence	k	u_j	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$P + W - \rho \varepsilon$
Taux de dissipation de k	ε	u_j	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 1} [P + C_{\varepsilon 3} \max(W, 0)] - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$
Fraction massique des suies	Y_s	$u_j + u_j^{th}$	$\frac{\mu_t}{\sigma_t}$	$\dot{\omega}_s$
Fraction massique des espèces	Y_α	u_j	$\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	$\dot{\omega}_\alpha$
avec				
$\mu_{eff} = \mu + \mu_t ; \quad \mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon ; \quad u_j^{th} = -0,54 \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial \ln T}{\partial x_j}$				
Par défaut : $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 3} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$; $\sigma_t = 0,7$				

Equations d'état et coefficients de transport

Dans l'approximation à bas nombre de Mach et en supposant que la phase gazeuse se comporte comme un mélange idéal de gaz parfaits, l'équation d'état s'écrit finalement :

$$p_{th}(t) = \rho RT \sum_{\alpha} \frac{Y_\alpha}{M_\alpha}$$

où p_{th} est la pression thermodynamique, T la température du gaz et $R = 8,3143$ J/mol/K.

En milieu confiné, la pression thermodynamique est calculée à partir de l'équation de bilan de masse étendue au volume du local :

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \iint_{A_i} \rho \vec{u} \cdot \vec{n}_{int} dA$$

où \vec{n}_{int} est la normale unitaire intérieure à la paroi.

En utilisant l'équation d'état, on obtient après dérivation :

$$\frac{dp_{th}}{dt} = \frac{\int_V \frac{\rho}{T} \frac{\partial T}{\partial t} dV - \int_V \frac{\rho}{M} \frac{\partial M}{\partial t} dV + somq}{\frac{1}{R} \int_V \frac{M}{T} dV}$$

où le terme $somq = \iint_{A_i} \rho \vec{u} \cdot \vec{n}_{int} dA$ représente la somme des débits massiques entrant et sortant par les ouvertures du domaine et du débit massique d'évaporation du combustible \dot{m} .

L'enthalpie massique de l'espèce α , à la température T , se compose de l'enthalpie de formation à une température de référence et d'une enthalpie sensible :

$$h_\alpha(T) = \Delta h_{f,\alpha}^0(T_{ref}) + \int_{T_{ref}}^T c_{p\alpha}(T') dT'$$

La chaleur massique à pression constante de l'espèce α , $c_{p\alpha}$, et l'enthalpie de formation à la température de référence, $\Delta h_{f,\alpha}^0(T_{ref})$, s'expriment en fonction de la température par des polynômes de degrés 4 et 5 dont les coefficients sont extraits de la base de données thermodynamiques CHEMKIN (Kee *et al.*, 1992) et de celle, plus complète, de Burcat (2001).

L'enthalpie et la chaleur massique du mélange sont définies par :

$$h = \sum_{\alpha=1}^N Y_\alpha h_\alpha \text{ et } c_p = \sum_{\alpha=1}^N Y_\alpha c_{p\alpha}(T)$$

A noter qu'en raison de la dépendance en température des chaleurs massiques des espèces chimiques, le calcul de la température à partir de l'enthalpie nécessite une procédure itérative. L'obtention de la solution ne nécessite cependant que quelques itérations.

La viscosité dynamique du mélange est calculée à partir de la relation empirique de Mathur *et al.* (1967) où la viscosité dynamique de chacune des espèces constituant la phase gazeuse est donnée par la théorie simplifiée de la cinétique des gaz. L'utilisation dans le code SAFIR de polynômes d'ajustement de degré 3 pour le calcul des viscosités d'espèces permet un gain de temps notable sans altération de la solution.

6.1.3 Résolution numérique

La méthode de résolution utilisée pour la résolution des équations de transport est totalement implicite.

L'équation générique est discrétisée sur un pas de temps, $\Delta t = t^{n+1} - t^n$, de la façon suivante:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho\Phi)^{n+1} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \Phi)^{n+1} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right)^{n+1} + S_\Phi^{n+1}$$

Un schéma de type Euler décentré d'ordre 2 est employé pour la discrétisation temporelle. La discrétisation spatiale s'effectue par la méthode des volumes finis (Patankar, 1980). Les flux convectifs sont approchés par un schéma upwind, les termes diffusifs par un schéma centré d'ordre 2. Le couplage vitesse/pression est basé sur l'algorithme PISO itératif (Issa, 1986) dont la séquence permet de prendre en compte les variations de pression et de satisfaire l'équation de continuité de la phase gazeuse à chaque étape de temps.

La dominance diagonale, évoquée précédemment, peut être renforcée en effectuant une linéarisation du terme source S_Φ relatif à la variable Φ . Elle permet d'accélérer la convergence de la solution et d'éviter l'apparition de solutions non physiques. Le terme source de l'équation générique est donc mis sous la forme: $S_\Phi = S_{p_\Phi} \Phi + S_{c_\Phi}$ avec la contrainte : $S_{p_\Phi} < 0$.

Le système algébrique qui résulte de la discrétisation des équations de transport est résolu, de façon itérative, à l'aide de l'algorithme TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) appliqué à chaque direction. Contrairement aux méthodes directes, cette méthode ne nécessite pas la construction d'une matrice et son inversion ultérieure, ce qui limite considérablement la capacité mémoire requise.

La prise en compte des régions bloquées dans la résolution totalement implicite des équations de transport a nécessité une modification radicale des coefficients de l'équation algébrique afin de reconstituer les véritables conditions physiques sur les faces de ces régions bloquées, comme cela est fait pour les conditions pariétales.

A chaque pas de temps, les variables calculées d'une itération à l'autre peuvent varier de façon brutale, ce qui peut nuire à la convergence de la solution. La technique de relaxation inertielle proposée par Patankar (1980) est introduite pour amortir ces variations brutales en corrigeant la solution obtenue, en un point courant P , à l'itération interne $\nu + 1$:

$$\Phi_P^{\nu+1,new} = C_r \Phi^{\nu+1,old} + (1 - C_r) \Phi^\nu$$

où C_r est la constante de sous-relaxation ($0 \leq C_r \leq 1$).

La détermination des coefficients de sous-relaxation dépend fortement du problème traité. De nombreux essais numériques nous ont permis d'observer qu'une valeur trop élevée de ces coefficients de relaxation peut conduire à une divergence du calcul, alors qu'une valeur trop faible ralentit la convergence et même dans certains cas, peut également faire diverger le calcul.

En ce qui concerne l'équation de transfert radiatif (ETR), celle-ci est résolue par la méthode des volumes finis (MVF) (Raithby et Chui, 1990). L'intérêt majeur de cette technique de résolution réside dans le fait qu'elle peut être utilisée sur le même maillage que celui utilisé pour calculer l'écoulement. On conserve ainsi la même discrétisation spatiale pour toutes les équations. De plus, la MVF est conservative, ce qui assure un bilan exact pour chaque composante discrète de la luminance. Il en est de même pour les flux. La MVF implique le calcul de la luminance au centre de chacun des volumes élémentaires du domaine de calcul, connaissant les luminances aux frontières. Ce calcul est réalisé en utilisant le schéma d'interpolation STEP d'ordre un (Modest, 1996).

La méthode de résolution de l'ETR dans tout le domaine utilise une procédure explicite directe de marche en avant. La solution numérique est obtenue en partant d'un coin du domaine de calcul, selon le signe des cosinus directeurs associés à une direction optique. L'algorithme a été généralisé pour tenir compte de la présence des régions bloquées dans le domaine de calcul.

6.2 Modélisation de l'évaporation d'une nappe d'hydrocarbure

Dans le cadre de cette thèse, le code a été étendu à la combustion d'une nappe d'hydrocarbure liquide par intégration d'un modèle d'évaporation.

6.2.1 Modèle d'évaporation d'une nappe d'hydrocarbure

Le modèle d'évaporation utilisé est celui qui a été implémenté dans le logiciel Fire Dynamics Simulator (FDS) (McGrattan *et al.*, 2013 ; Van Hees *et al.*, 2012 ; Beji et Merci, 2016 ; Sikanen et Hostikka, 2016)).

Hypothèses du modèle

Ce modèle repose sur les hypothèses suivantes :

1. Le liquide est considéré comme un milieu semi-transparent (MST) gris absorbant-émettant et non diffusant ;
2. La conduction thermique dans le liquide est unidimensionnelle, dans la direction normale à la surface ;
3. La convection dans le liquide est négligée ;
4. L'évaporation se produit à la surface du liquide ;
5. La condensation du combustible n'est pas considérée ;
6. Les propriétés thermo-physiques du liquide, à savoir sa masse volumique, sa conductivité thermique et sa chaleur spécifique, sont constantes ;
7. La régression de l'interface gaz/liquide n'est pas considérée ;
8. Le fond du bac est considéré comme adiabatique.

Equations générales

Compte tenu de ces hypothèses, l'équation de bilan de l'énergie régissant l'évolution de la température du liquide $T_l(x,t)$ dans la direction \vec{y} , normale à l'interface gaz/liquide, s'écrit :

$$\rho_l c_{pl} \frac{\partial T_l}{\partial t} - \lambda_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial y^2} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q}_{l,rad} \quad (22)$$

où ρ_l est la masse volumique du liquide, c_{pl} sa chaleur spécifique, λ_l sa conductivité thermique et $\vec{q}_{l,rad}$ le flux de chaleur radiatif.

La divergence du flux radiatif, $\vec{\nabla} \cdot \vec{q}_{l,rad}$ pour un milieu émettant, absorbant et non diffusant, est calculée à l'aide de l'approximation de Schuster-Schwarzschild (ou quadrature S2 non symétrique) (Modest, 1996) :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{q}_{l,rad} = \frac{dq_{l,rad,v}^+}{dy} - \frac{dq_{l,rad}^-}{dy} \quad (23)$$

Les demi-flux radiatifs dans les hémisphères avant (dans la direction \vec{y}) et arrière (dans la direction $-\vec{y}$), $q_{l,rad}^+$ et $q_{l,rad}^-$, sont solutions des équations différentielles ordinaires suivantes :

$$+\frac{dq_{l,rad}^+}{dy} = 2\kappa_l[\sigma T_l^4 - q_{l,rad}^+] \quad (24)$$

$$-\frac{dq_{l,rad}^-}{dy} = 2\kappa_l[\sigma T_l^4 - q_{l,rad}^-] \quad (25)$$

En exprimant la divergence du flux radiatif à l'aide des équations (24) à (25), l'équation (22) devient :

$$\rho_l c_{pl} \frac{\partial T_l}{\partial t} = \lambda_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial y^2} + 2\kappa_l(q_{l,rad}^+ + q_{l,rad}^-) - 4\kappa_l\sigma T_l^4 \quad (26)$$

Les conditions initiales et aux limites associées sont données par :

- Conditions initiales :

$$T_l(y) = T_{l0} \quad (27)$$

- Condition aux limites à l'interface gaz/liquide ($y = 0$) :

$$-\lambda_l \left. \frac{\partial T_l}{\partial y} \right|_{y=0} = h_{conv,0}(T - T_l) - \dot{m}'' \Delta h_v \quad (28)$$

$$q_{l,rad}^+(0) = \varepsilon_0 q_{ext} + (1 - \varepsilon_0) q_{l,rad}^-(0) \quad (29)$$

où \dot{m}'' est le débit massique d'évaporation par unité de surface, Δh_v l'enthalpie de vaporisation du liquide, $h_{conv,0}$ le coefficient de convection à la surface du liquide, ε_0 l'émissivité de cette surface et q_{ext} le flux radiatif incident provenant de la phase gazeuse. La température du gaz T est celle calculée dans le volume de contrôle situé juste au-dessus de la surface du liquide.

- Conditions aux limites sur la face inférieure du bac, considérée comme adiabatique ($y = L$) :

$$\left. \frac{\partial T_l}{\partial y} \right|_{y=L} = 0 \quad (30)$$

$$q_{l,rad}^-(L) = \varepsilon_L \sigma T_l(L)^4 + (1 - \varepsilon_L) q_{l,rad}^+(L) \quad (31)$$

où ε_L est l'émissivité du fond du bac en acier.

Le taux d'évaporation d'un liquide dépend de sa température et de la fraction volumique de la vapeur combustible à la surface du liquide. Cette dernière est évaluée à l'aide de la relation de Clausius-Clapeyron en fonction de la température de surface du liquide $T_l(0)$ et de sa température d'ébullition T_{bl} :

$$X_{f,l} = \exp \left[-\frac{\Delta h_v M_f}{R} \left(\frac{1}{T_l(0)} - \frac{1}{T_{bl}} \right) \right] \quad (32)$$

L'équation (32) résulte en fait de l'intégration de l'équation de Clausius-Clapeyron en supposant que la chaleur latente de vaporisation est indépendante de la température et que la vapeur combustible se comporte comme un gaz parfait.

Le taux d'évaporation du combustible liquide à un instant donné est régi par la loi de diffusion de Stefan. Si, de plus, on néglige la condensation du combustible ($\dot{m}'' < 0$), ce taux s'écrit :

$$\dot{m}'' = \begin{cases} 0 & \text{si } X_{f,l} \leq X_{f,g} \\ h_m \frac{p M_f}{RT} \ln \left(\frac{X_{f,g} - 1}{X_{f,l} - 1} \right) & \text{si } X_{f,l} > X_{f,g} \end{cases} \quad (33)$$

où le coefficient de transfert de masse est défini par :

$$h_m = \frac{Sh D_{gl}}{L} \quad (34)$$

avec :

- M_f : masse molaire de la vapeur de combustible ;
- p et T : pression et température du gaz dans le volume de contrôle situé juste au-dessus de la surface du liquide ;
- $X_{f,g}$: fraction volumique de vapeur combustible dans le volume de contrôle situé juste au-dessus de la surface du liquide ;
- D_{gl} : coefficient de diffusion binaire air/vapeur combustible ;
- L : longueur caractéristique de la nappe liquide, prise ici égale à son diamètre D ;
- Sh : nombre de Sherwood.

Le nombre de Sherwood est donné par la corrélation d'Incropera et De Witt (1996) pour un écoulement turbulent :

$$Sh = 0,037Sc^{1/3}Re_D^{4/5} \quad (35)$$

où Sc est le nombre de Schmidt, pris ici égal à 0,6, et Re est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre de la nappe liquide. En supposant que la couche limite au-dessus de la nappe liquide est pleinement turbulente, le nombre de Reynolds est au moins égal au nombre de Reynolds critique pour un écoulement turbulent sur une plaque plane, soit 5×10^5 :

$$Re_D = \max\left(5 \times 10^5, \frac{\rho \|u\| D}{\mu}\right) \quad (36)$$

Les propriétés thermiques et chimiques de l'hydrocarbure utilisés dans les simulations, en l'occurrence l'heptane, sont données dans le Tableau 7. Elles correspondent, pour la plupart, à celles utilisées par Sikanen et Hostikka (2016). L'émissivité du fond du bac est prise égale à 1.

Tableau 7 : Données physiques et thermiques de l'heptane.

Hydrocarbure	M_f $\left(\frac{\text{kg}}{\text{mol}}\right)$	ρ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	c_p $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)$	λ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)$	Δh_v $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	T_{bl} (K)	κ_l $\left(\frac{1}{\text{m}}\right)$	D_{gl} $\left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right)$	ϵ_0
Heptane (C_7H_{16})	0,100	675*	2240	0,14	317	371,65	187,5	6,54**	1***

*mesurée

**ASHRAE Handbook (2009)

***supposée

Résolution numérique

Le maillage utilisé est non uniforme et d'autant plus fin que l'on s'approche de la surface du liquide.

Les équations (24) et (25), auxquelles sont associées les conditions aux limites (29) et (31), sont résolues à l'aide d'un schéma unilatéral du premier ordre. Leur discrétisation donne :

$$q_{l,rad}^+(j) = \frac{q_{l,rad}^+(j-1) + 2\kappa_l \Delta y^- \sigma T_l^4(j)}{1 + 2\kappa_l \Delta y^-} \quad j = 2 \text{ à } j_{max} \quad (37)$$

$$q_{l,rad}^-(j) = \frac{q_{l,rad}^-(j+1) + 2\kappa_l \Delta y^+ \sigma T_l^4(j)}{1 + 2\kappa_l \Delta y^+} \quad j = j_{max} - 1 \text{ à } 1 \quad (38)$$

où $\Delta y^- = y(j) - y(j-1)$ et $\Delta y^+ = y(j+1) - y(j)$.

L'équation de la chaleur (26), à laquelle sont associées les conditions aux limites (28) et (30), est quant à elle résolue par la méthode des volumes finis en utilisant un schéma temporel d'ordre un et un schéma centré d'ordre deux dans l'espace. Le couplage fort entre ces équations nécessite une procédure itérative, la solution étant obtenue lorsque le critère de convergence entre les itérations successives internes ν et $\nu + 1$ donné par :

$$\frac{|T_l^{\nu+1}(y) - T_l^\nu(y)|}{T_l^\nu(y)} \leq tol$$

est satisfait dans chacun des volumes de contrôle. La tolérance retenue est de 10^{-6} .

Remarques

- Lorsque la température de surface du liquide est très proche de la température d'ébullition, l'équation (33) peut conduire à des valeurs du débit d'évaporation très élevées et non réalistes. Pour pallier ce problème, Van Hees *et al.* (2012) propose de limiter la fraction volumique à 0,9999, de sorte que :

$$X_{f,l} = \min \left\{ 0,9999, \exp \left[-\frac{\Delta h_v M_f}{R} \left(\frac{1}{T_l(0)} - \frac{1}{T_{bl}} \right) \right] \right\} \quad (39)$$

En inversant cette équation, on peut remarquer que cela revient à limiter la température de surface du liquide à 371,646 K, ce qui permet de se rapprocher de la température d'ébullition, 371,65 K, tout en conservant des valeurs réalistes du débit d'évaporation. Une alternative consiste à limiter la température de surface à $T_{bl} - \epsilon$. Dans la mesure où elle conduit à des solutions plus stables, notamment pour des valeurs élevées de $X_{f,g}$, nous avons retenu cette alternative avec $\epsilon = 0,01$ K, donnant une valeur maximale $X_{f,l} = 0,9997$.

- Comme le montre la figure ci-dessous (Figure 61), la température n'est pas maximale à la surface du liquide, mais juste en-dessous. Cela est dû aux pertes thermiques induites par l'évaporation du liquide en surface. Ce point chaud a été également observé par Sikanen et Hostikka (2016). Ils ont proposé de corriger cet effet en prenant en compte la convection dans le liquide au travers d'une conductivité thermique effective. Les expériences numériques réalisées en utilisant une conductivité effective $\lambda_{l,eff} = 8,4\lambda_l$ ont conduit à une large surestimation du taux d'évaporation. C'est la raison pour laquelle cette procédure n'a pas été retenue lors des simulations.

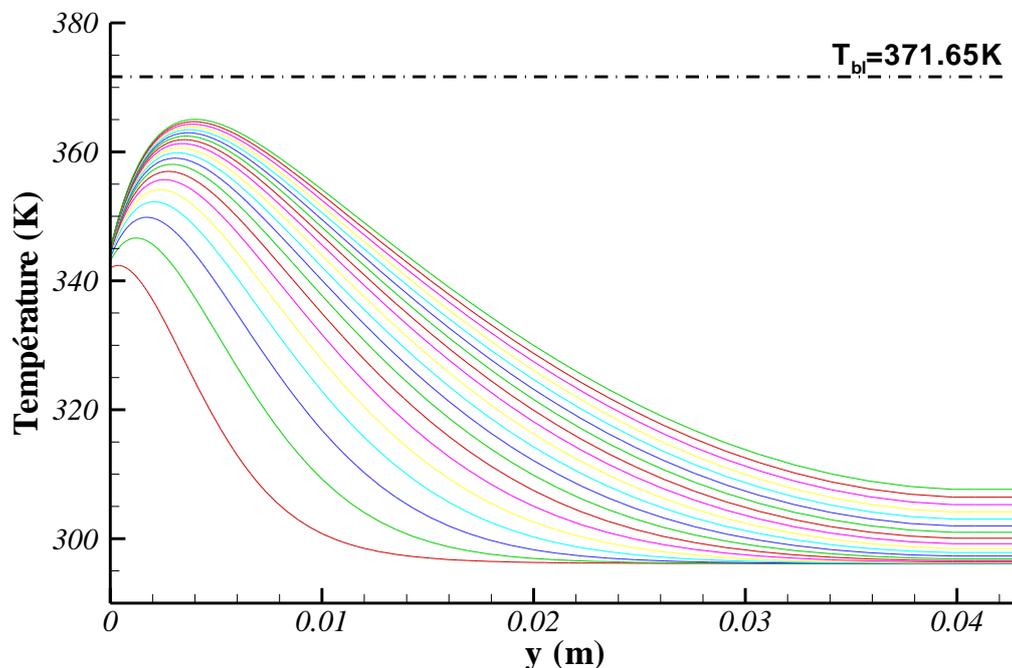


Figure 61 : Profils de température du combustible liquide en fonction de la hauteur de 0 à 1800 s par intervalles de 100 s. Le flux externe d'exposition est de 3 kW/m², la température du gaz de 700 K et le coefficient de convection de 10 W/m²/K. La fraction volumique de vapeur combustible est de 0,3.

6.2.2 Implémentation du Modèle d'évaporation dans le code SAFIR

Le modèle d'évaporation présenté précédemment permet d'évaluer la température $T_l(0)$, ainsi que le débit massique surfacique \dot{m}'' des vapeurs de combustible à la surface du liquide. On peut alors en déduire la vitesse d'éjection de ces vapeurs en un point P quelconque de la surface de la nappe liquide :

$$u_y(P, t) = \frac{\dot{m}''(P, t)}{\rho(P, t)} \quad (40)$$

où ρ est la masse volumique des vapeurs combustibles, calculée à partir de l'équation d'état :

$$\rho(P, t) = p_{th}(t)M_f/RT_l(0)(P, t)$$

L'énergie cinétique et son taux de dissipation sont calculés en imposant une intensité de turbulence I_t et en utilisant une longueur caractéristique de la nappe de combustible L_{nappe} (i.e. le diamètre pour un bac circulaire ou le côté pour un bac carré) :

$$k(P, t) = \frac{3}{2} [u_y(P, t)I_t]^2 \quad (41)$$

$$\varepsilon(P, t) = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k(P, t)^{\frac{3}{2}}}{0,07L_{nappe}} \quad (42)$$

On peut noter que, compte tenu de la faible quantité de mouvement générée par l'évaporation du liquide, avec des vitesses de l'ordre de quelques mm/s, la production de turbulence reste faible, avec des valeurs de k et ε comparables, voire inférieures, aux valeurs initiales imposées (typiquement, $k_0 = 10^{-6}m^2/s^2$, $\varepsilon_0 = 10^{-9}m^2/s^3$).

Le fait d'imposer une condition de vitesse à la surface du liquide impose une condition de Neumann sur la fluctuation de pression. Les vapeurs de combustible sont supposées exemptes de suies.

6.3 Données d'entrée et paramètres numériques

Le code SAFIR a été utilisé pour simuler le comportement du feu observé lors de l'essai 26 (Tableau 3, p53) pour lequel les parois latérales sont constitués d'acier

recouvert d'une plaque de silicate de calcium. On s'affranchit ainsi de la complexité, essentiellement radiative, liée à la présence d'une paroi en verre.

L'étude numérique qui suit a consisté à réaliser des simulations en imposant le débit d'évaporation, puis en le calculant à l'aide du modèle décrit dans le §6.2.

Les fonctionnalités particulières retenues pour ces simulations sont les suivantes (voir Tableau 5) :

- La combustion est une réaction chimique à une étape, incluant la limite inférieure d'inflammabilité de Hu *et al.* (2007). L'efficacité de combustion a été fixée à 0,97 ;
- La phase gazeuse est constituée de cinq espèces chimiques (C_7H_{16} , O_2 , CO_2 , H_2O , N_2) ;
- La turbulence est décrite par le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard, incluant le modèle SGDH (Simple Gradient Diffusion Hypothesis) pour le calcul des termes de production/destruction de turbulence due à la gravité ;
- La contribution des espèces gazeuses au coefficient d'absorption du gaz est déduite de la relation de Magnussen et Hjertager (1977) ;
- La pression thermodynamique est calculée à partir de l'équation de bilan de masse étendue au volume du local ;
- Les parois du local sont conductrices de la chaleur.
- L'admission est traitée comme une ouverture imposée de type ventilation. L'écoulement y est alors conditionné par la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur du local, en utilisant un coefficient de perte de charge dans la conduite, déterminé à froid (voir remarque ci-dessous). Le débit d'extraction est quant à lui imposé à celui mesuré expérimentalement (condition d'injection volumique par une ouverture imposée).
- La corrélation empirique d'Holman (1990) est utilisée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection aux parois du local et sur les faces des régions bloquées (bouches de ventilation, bac de combustible et son support).

SIMULATION NUMERIQUE

Les données d'entrée et les paramètres numériques utilisés dans les simulations sont résumés dans le Tableau 8. On notera que le bac de section circulaire a été remplacé par un bac de section carrée de même aire.

SIMULATION NUMERIQUE

Tableau 8 : Données d'entrée et paramètres numériques utilisés dans les simulations.

Dispositif NYX	Essai 26
Dimensions de l'enceinte (m×m×m)	1,25×1,5×1
Dimensions des bouches de ventilation (m×m)	0,06×0,12
Coordonnées du centre des bouches de ventilation (m)	Admission : (-0,64 ;0,86 ;0) Extraction : (0,64 ;0,86 ;0)
Epaisseur des éléments de paroi et des bouches de ventilation en acier doux (m)	0,002
Epaisseur des éléments de paroi en silicate de calcium (m)	0,045
Foyer	
Dimensions du bac (m×m×m)	0,16×0,16×0,055
Epaisseur des parois du bac (m)	0,002
Hauteur de la nappe d'heptane (m)	0,043
Propriétés du silicate de calcium	
Masse volumique (kg/m ³)	2900 ¹
Conductivité thermique (W/m/K)	0,22 ¹
Chaleur spécifique (J/kg/K)	970 ¹
Emissivité	1 ²
Propriétés de l'acier doux	
Masse volumique (kg/m ³)	7817 ³
Conductivité thermique (W/m/K)	51,9 ³
Chaleur spécifique (J/kg/K)	446 ³
Emissivité	1 ²
Propriétés de l'acier inoxydable AISI 304 (bac de combustible)	
Masse volumique (kg/m ³)	7900 ³
Conductivité thermique (W/m/K)	14,9 ³
Chaleur spécifique (J/kg/K)	477 ³
Emissivité	1 ²
Propriétés de l'heptane : voir Tableau 7	
Conditions initiales	
Température (K)	301,15
Pression (Pa)	101300
Energie cinétique turbulente ou ECT (m ² /s ²)	10 ⁻⁶
Taux de dissipation de l'ECT (m ² /s ³)	10 ⁻⁹
Paramètres numériques	
Pas de temps (s)	0,025
Nombre maximal d'itérations internes	5
Maillage cartésien de l'enceinte (vol. en x × vol. en y × vol. en z)	58×48×50
Maillage pour le calcul du rayonnement (azimutal×équatorial)	8×20
Coefficient de perte de charge à l'admission	0,18
Positions des capteurs : voir §3.2.3	

¹Données constructeur.

²Supposée, le matériau étant recouvert d'une fine couche de suie.

³Incropera et De Witt (1996).

La Figure 62 montre le maillage cartésien non uniforme utilisé. Un raffinement a été appliqué dans les trois directions afin d'augmenter la densité du maillage au voisinage de la surface de la nappe combustible, des parois et des bouches de ventilation. Une étude de sensibilité de la solution au maillage a été préalablement réalisée. Le meilleur compromis entre le temps de calcul et la qualité de la solution a été obtenu avec un maillage constitué de 58×48×50 volumes élémentaires, le centre de la maille située au-dessus de la surface du combustible liquide étant à moins de 1 mm de cette surface.

Un pas de temps de 0,025 s a été retenu et un nombre maximal de 5 itérations internes a été nécessaire pour satisfaire la conservation de la masse à chaque étape de temps. Le temps de calcul séquentiel est d'environ 800 s pour une seconde de temps réel.

Remarque : le coefficient de perte de charge a été calculé à froid à partir de la relation suivante :

$$c_d = \frac{Q_{adm}}{3600S} \sqrt{\frac{\rho_0}{2|\Delta p|}} = \frac{TrV_{NYX}}{3600S} \sqrt{\frac{\rho_0}{2|\Delta p|}}$$

où Δp est la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du local, ρ_0 la masse volumique de l'air admis, V_{NYX} le volume de l'enceinte ($V_{NYX} = 1,875 \text{ m}^3$) et S l'aire de la section de la bouche d'admission ($S = 0,0036 \text{ m}^2$).

Pour l'essai 26, en moyenne, $Tr = 12,5 \text{ h}^{-1}$, $\rho_0 = 1,167 \text{ kg/m}^3$ et $\Delta p = -59,2 \text{ Pa}$, ce qui conduit à valeur de c_d de 0,18. Cet essai a été simulé à l'aide du code SAFIR et ont conduit, en fixant à 0,18 la valeur du c_d , à des valeurs moyennes du débit moyen d'admission et de la pression différentielle en très bon accord avec les données expérimentales.

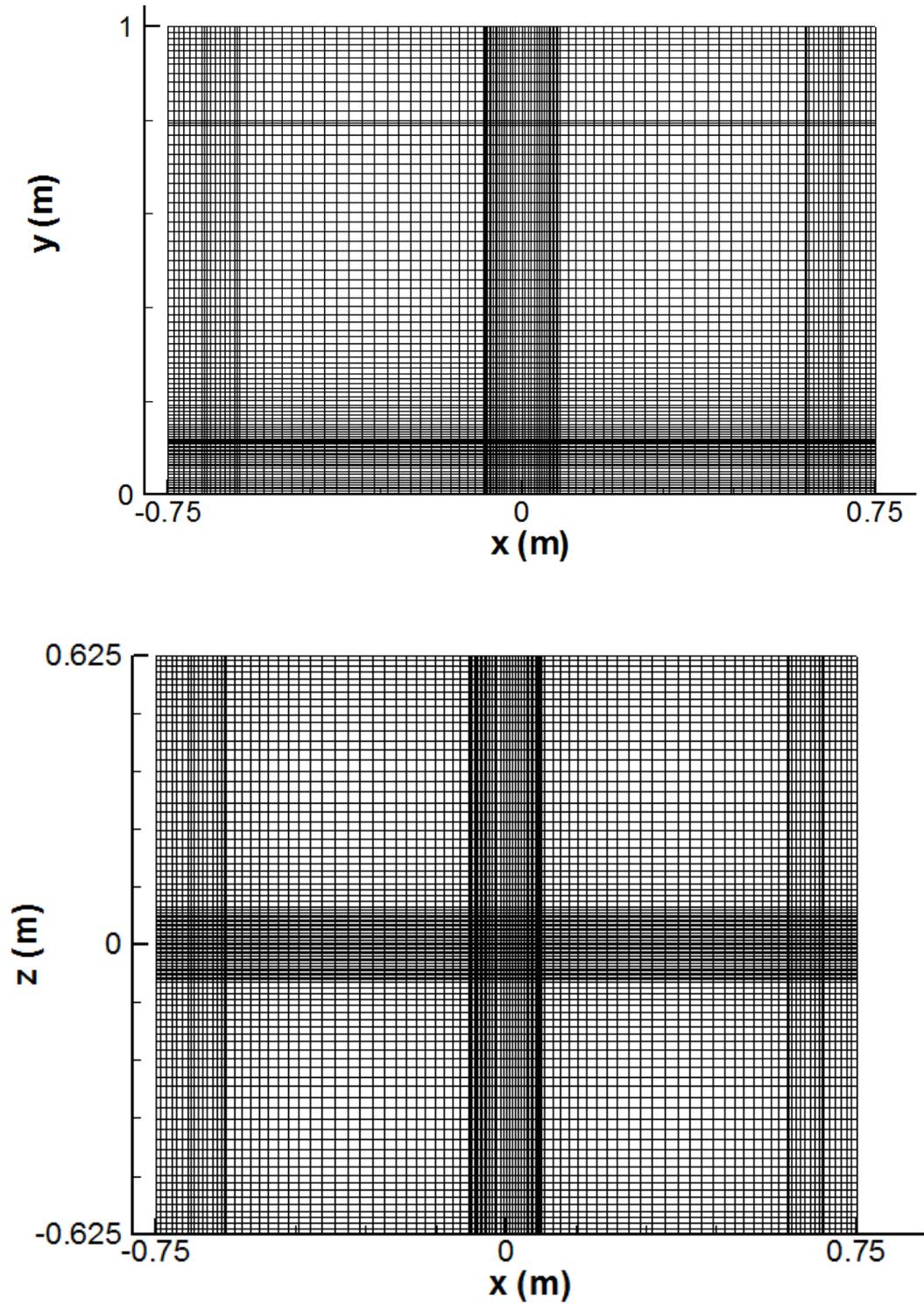


Figure 62 : Projections du maillage du domaine de calcul dans le plan vertical central ($x, y, z = 0$) et sur le plancher ($x, y = 0, z$).

6.4 Simulation de l'essai 26 à débit prescrit

La simulation à débit prescrit consiste à imposer au cours du temps le débit d'évaporation de combustible déduit de la perte de masse mesurée expérimentalement (Figure 63). Les évolutions temporelles prédites et mesurées des différentes grandeurs physiques sont comparées ci-dessous (Figure 64 à Figure 69).

Sur la Figure 64, on remarque que, sur les 100 premières secondes, le modèle surestime la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte et, par conséquent, sous-estime le débit volumique d'admission d'air. Cette différence peut s'expliquer par une combustion calculée plus active comme en témoignent la déplétion d'oxygène et la production de dioxyde de carbone (Figure 67), mais aussi les températures de gaz dans l'enceinte (Figure 69) durant cette période. L'efficacité de combustion, fixée à une valeur constante de 0,97 dès l'inflammation, est sans doute trop élevée dans les premiers instants.

Au-delà de 200 s, le modèle reproduit de façon satisfaisante les oscillations BF sur la pression différentielle et le débit d'admission, avec des amplitudes et des fréquences comparables. En effectuant une transformée de Fourier rapide de l'évolution temporelle de la pression, on observe une fréquence dominante de 22,5 mHz, très proche de celle obtenue expérimentalement, de 23,9 mHz (Figure 65).

La Figure 66 permet de comparer l'évolution temporelle du débit d'évaporation mesuré avec celle du taux de consommation des vapeurs combustibles dans tout le local (i.e. $-\int_{V_{NYX}} \dot{\omega}_{C_7H_{16}} dV$). Ces deux évolutions suivent exactement le même comportement ce qui tend à montrer que le combustible qui s'évapore brûle complètement dans le local.

Au-delà des 100 premières secondes, les évolutions des fractions molaires d'oxygène et de dioxyde de carbone à l'extraction sont bien reproduites par le modèle, en particulier la phase oscillatoire BF (Figure 67). La bonne concordance des évolutions de CO₂ souligne la pertinence du modèle de combustion à une étape, ce à quoi on pouvait s'attendre, compte tenu de la faible concentration de CO mesurée à l'extraction.

La modélisation numérique permet d'accéder à des grandeurs locales difficiles, voire impossibles, à mesurer. C'est le cas des flux thermiques à la surface de la nappe de combustible qui sont le moteur de son évaporation. La Figure 68 représente les évolutions temporelles des flux thermiques moyens à la surface du foyer. On note une prédominance du rayonnement sur la convection. Le flux radiatif incident varie en moyenne, après 500 s de feu, autour de 2,3 kW/m² alors que le flux total incident varie en moyenne autour de 3,3 kW/m². Cette dernière peut être rapprochée de celle calculée à partir d'un simple bilan d'énergie à la surface de la nappe combustible d'aire $A = 0,0256\text{ m}^2$: $\Phi_{inc} = \frac{\dot{m}}{A}\Delta h_v + \sigma T_{bl}^4 = 3,1\text{ kW/m}^2$, en supposant une émissivité unitaire de la surface de la nappe combustible et en prenant une valeur moyenne du débit massique d'évaporation de 0,16 g/s (Figure 63).

En ce qui concerne les évolutions temporelles des températures de gaz dans le dispositif NYX (Figure 69), le modèle reproduit correctement les niveaux de température du gaz dans les coins, à l'exception du coin AvE vers lequel la flamme a tendance à se déplacer. Contrairement aux observations, les températures prédites fluctuent davantage en partie haute, ce qui suggère que le modèle ne simule pas bien le positionnement de la flamme.

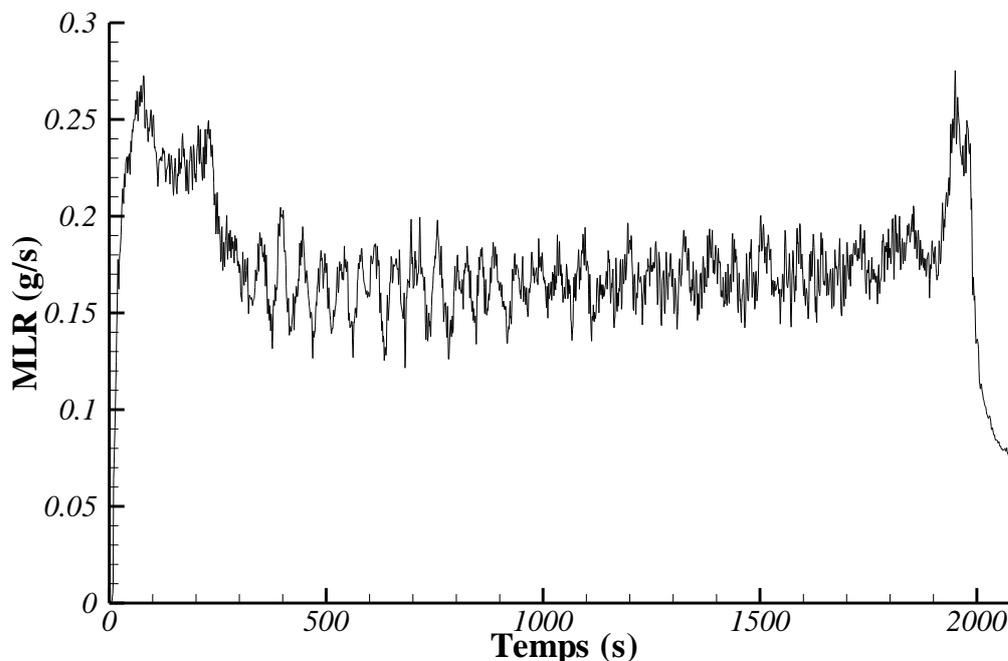


Figure 63 : Essai 26 : évolution temporelle du débit d'évaporation expérimental (MLR) d'heptane.

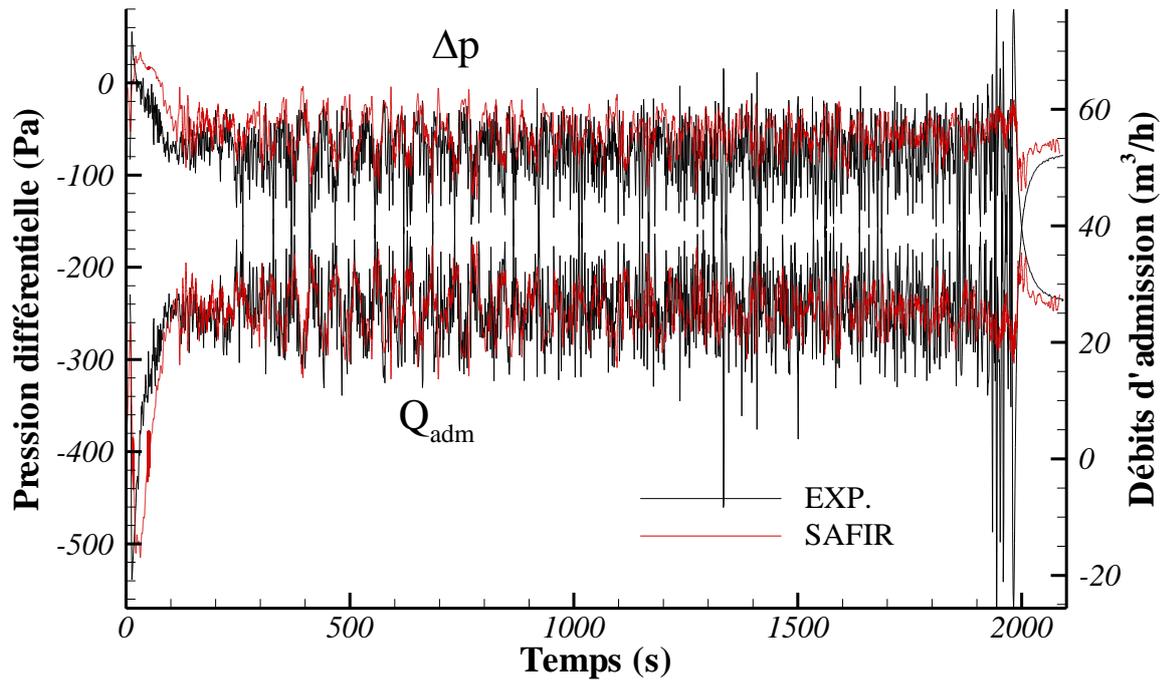


Figure 64 : Essai 26 : comparaison des pressions différentielles et des débits d'admission prédits et mesurés.

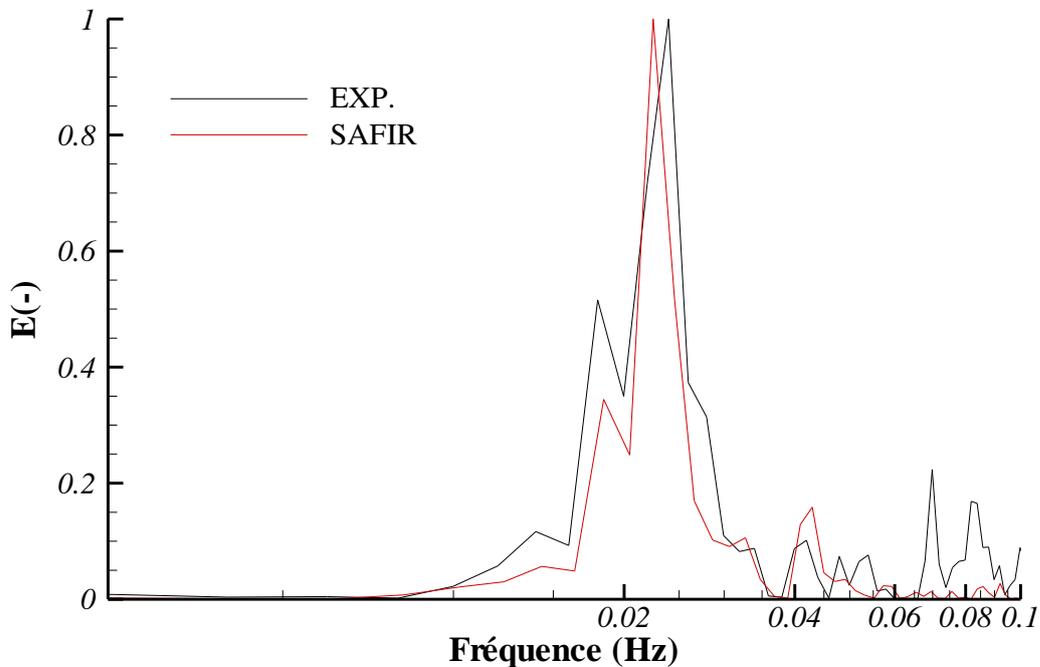


Figure 65 : Essai 26 : comparaison des spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles des pression prédite et mesurée entre 300 et 800 s.

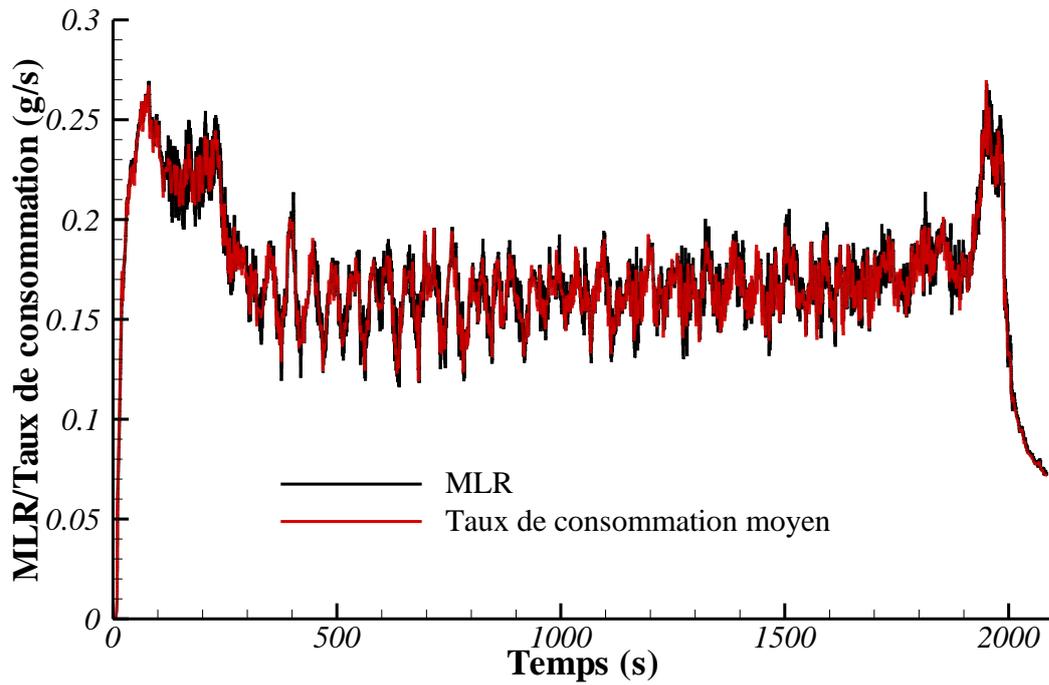


Figure 66 : Essai 26 : comparaison du débit d'évaporation d'heptane mesuré et du taux de consommation des vapeurs combustibles calculé dans tout le local.

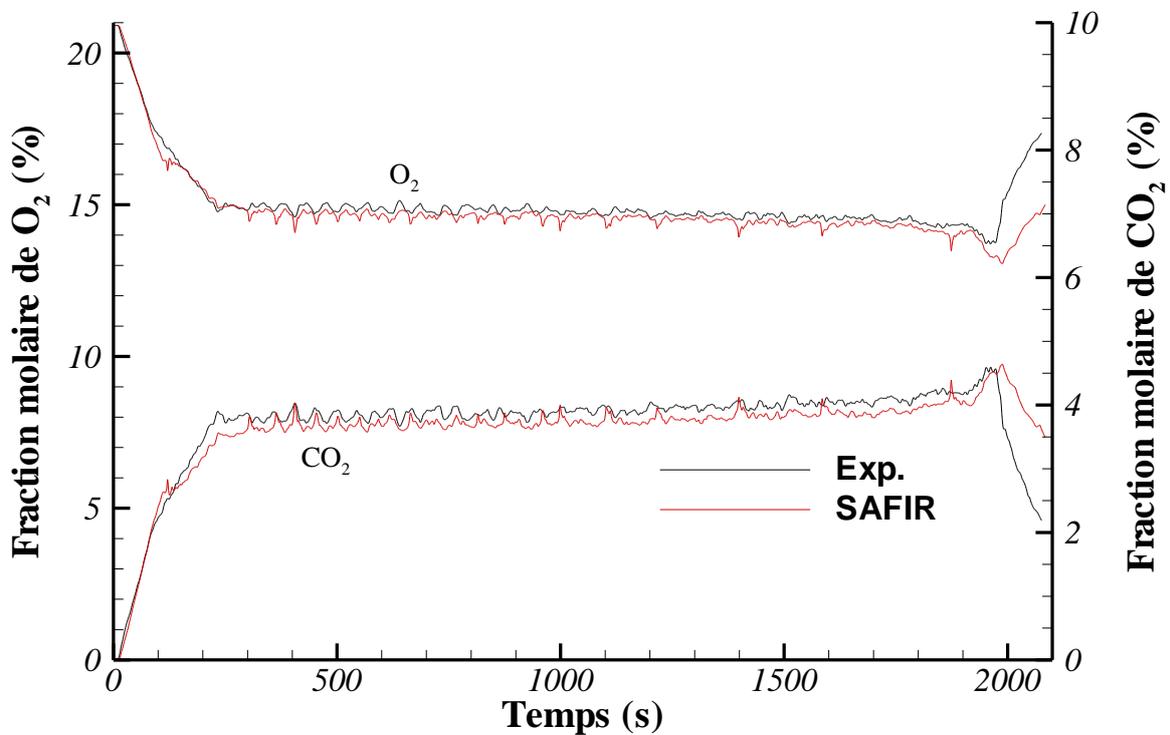


Figure 67 : Essai 26 : comparaison des fractions molaires prédites et mesurées de CO_2 et O_2 à l'extraction.

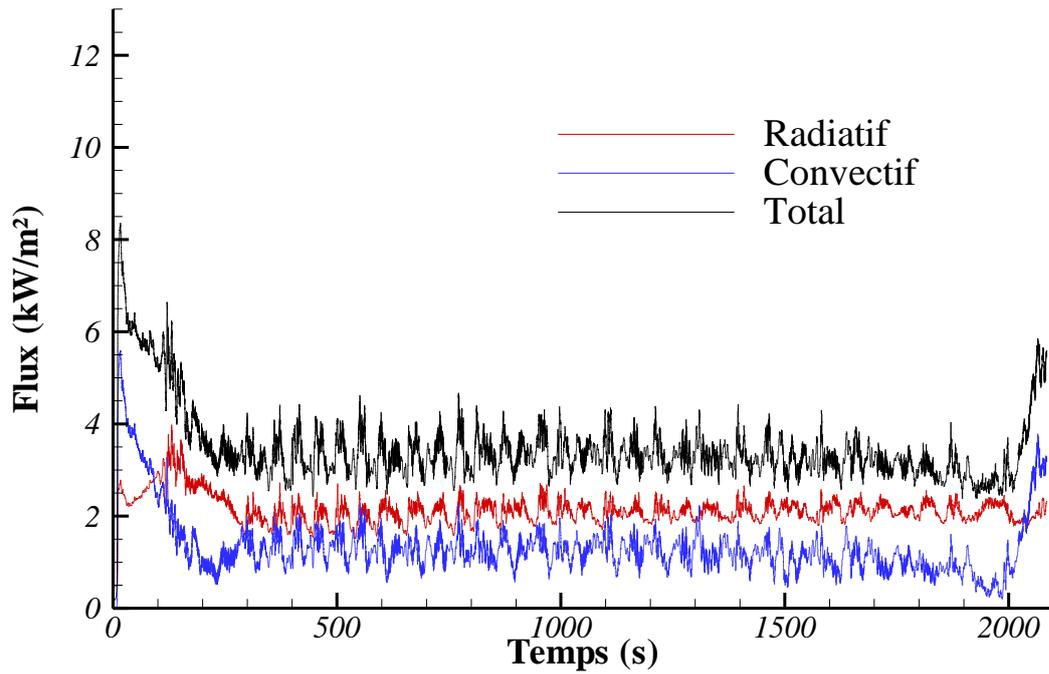
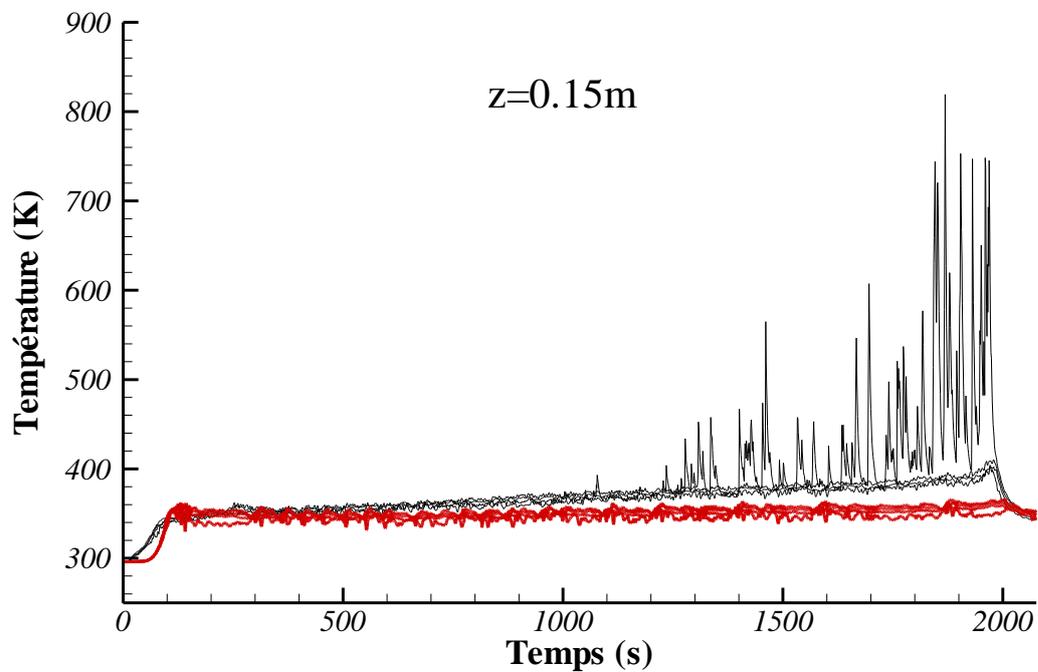
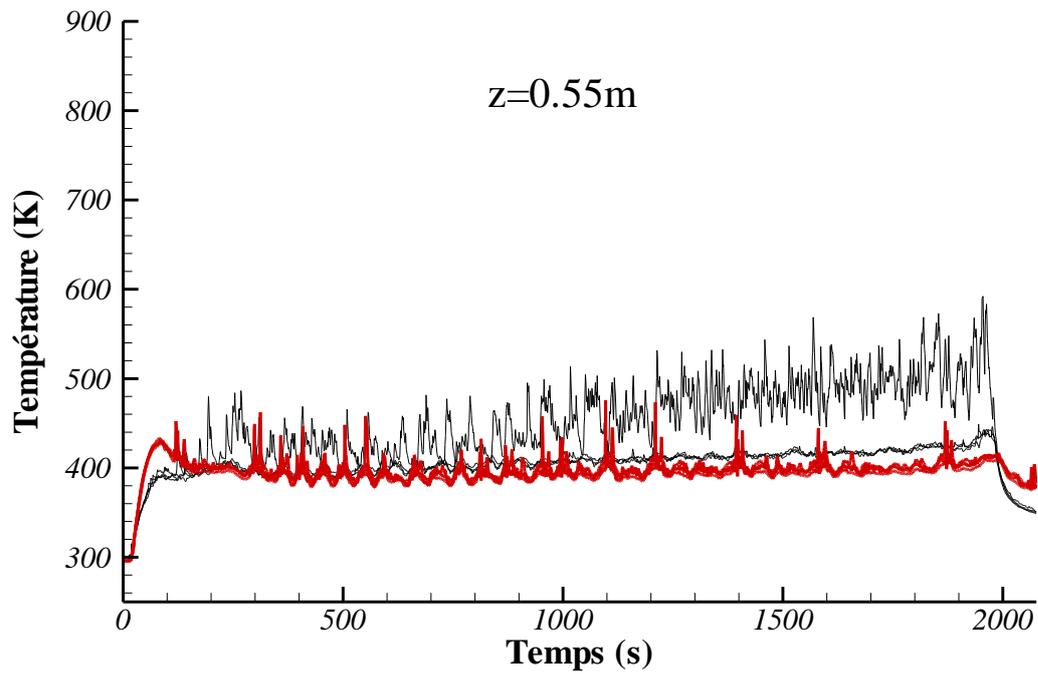
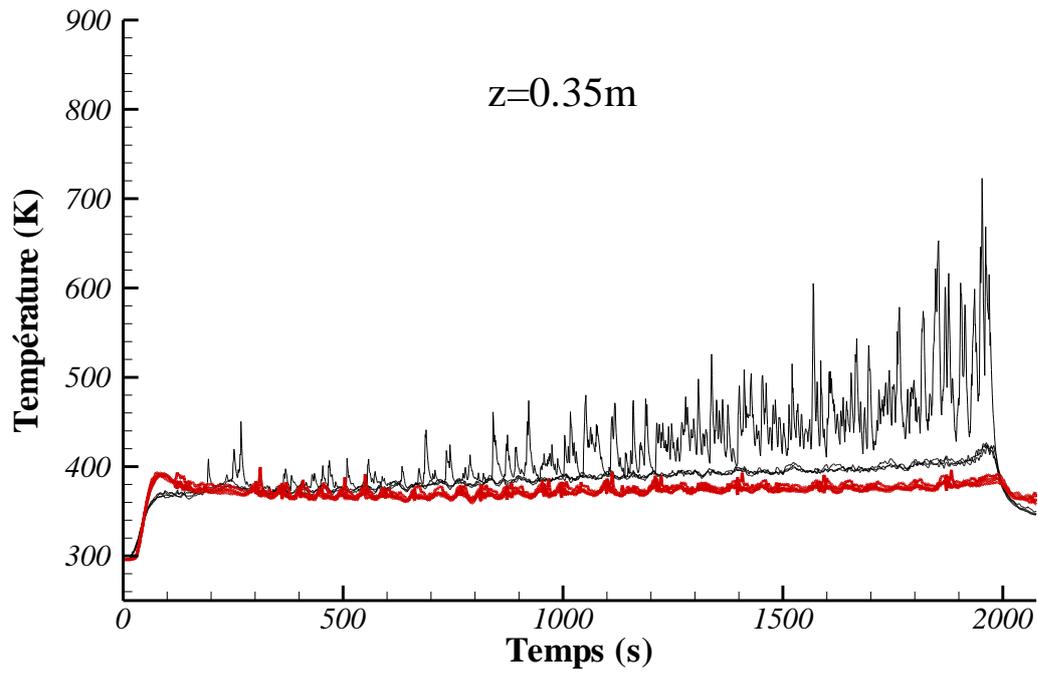


Figure 68 : Essai 26 : évolutions temporelles des flux thermiques moyens calculés à la surface de la nappe d'heptane.





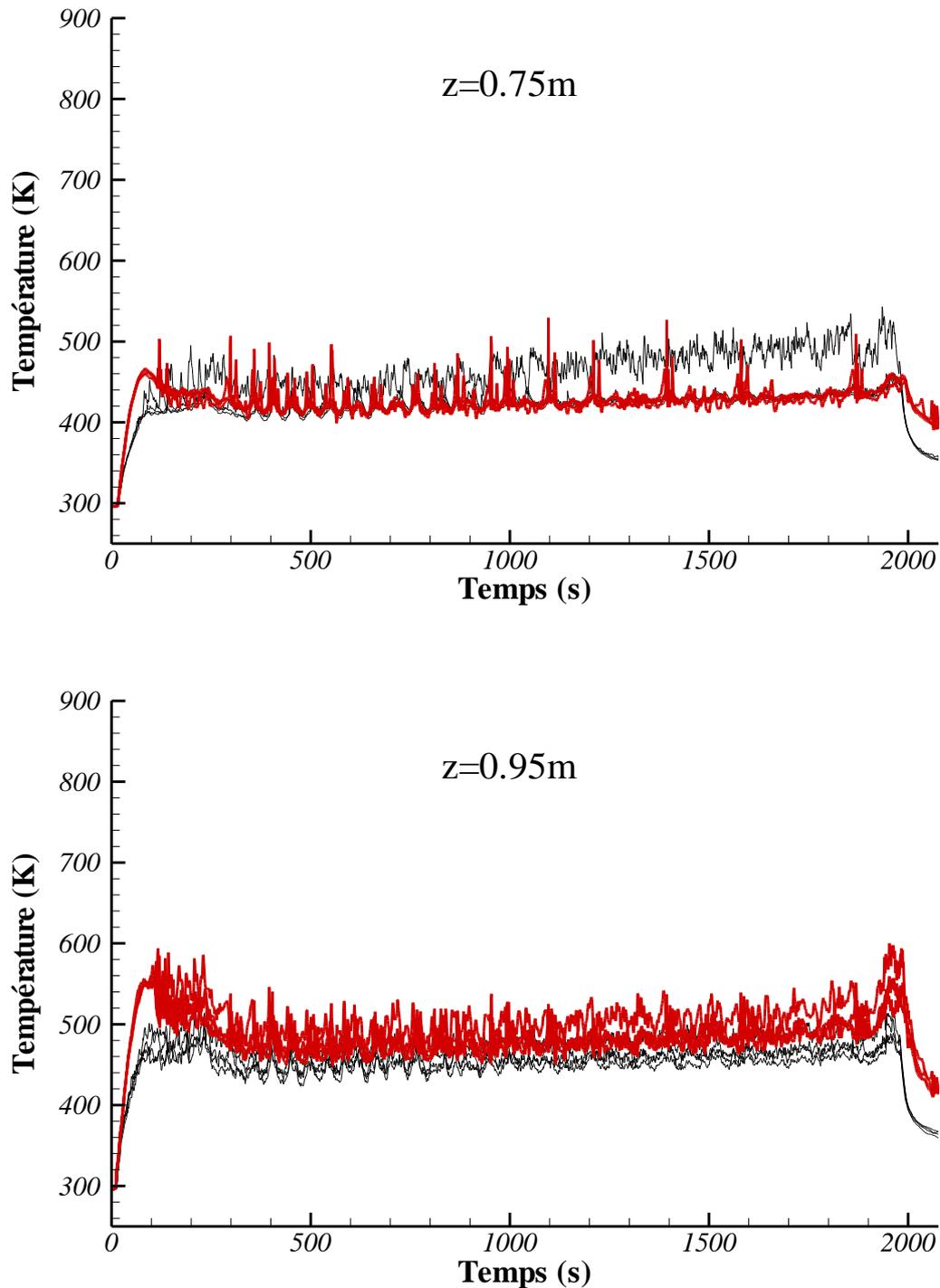
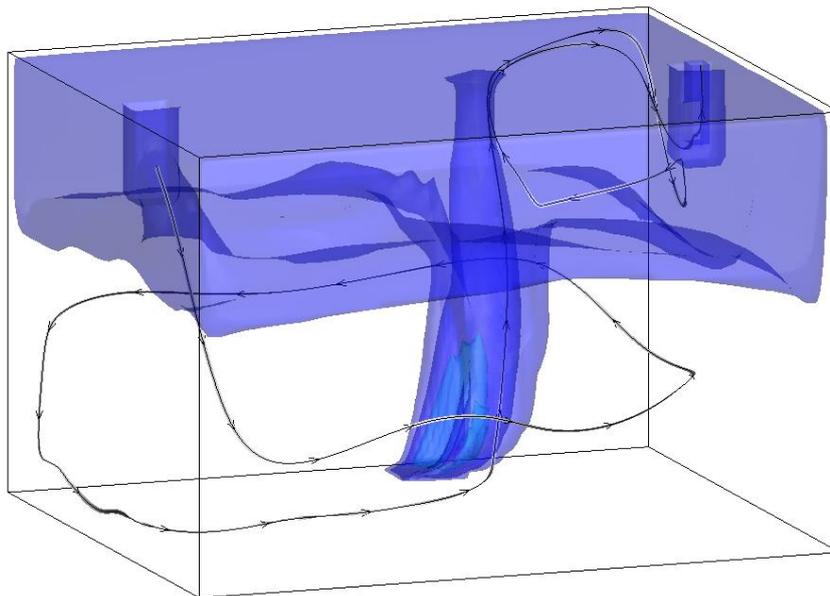


Figure 69 : Essai 26 : comparaison des températures prédites et mesurées à différentes hauteurs dans les quatre coins du dispositif NYX.

L'équilibre entre l'apport d'air dans la zone de réaction et le dégagement de vapeurs combustibles, et par conséquent le comportement oscillatoire BF du feu, sont

fortement dépendants de l'aéraulique induite par le feu et de la configuration de ventilation (débit, orientation et position des bouches).

Pour illustrer la complexité de l'écoulement, sur la Figure 70, nous avons superposé aux isothermes 400, 550 et 850 K deux lignes de courant issues de la bouche d'admission. Comme on peut le constater, les particules fluides qui suivent ces lignes de courant n'arrivent pas dans la zone de réaction par le chemin le plus court. Elles ne traversent la zone de réaction qu'après avoir parcouru une ou plusieurs circonvolutions autour du foyer. Le temps d'advection mis par une particule d'air pour arriver dans la zone de réaction apparaît être un paramètre important pour la caractérisation du phénomène oscillatoire. On peut penser, en s'appuyant sur les résultats du §5.5.2, concernant l'influence de la position de la bouche d'admission sur ce phénomène, que plus le temps d'advection est court, plus la fréquence des oscillations BF est élevée. Cela reste à vérifier en simulant les trajectoires et le temps de résidence de particules fluides depuis leur entrée dans l'enceinte jusqu'à la zone de réaction.



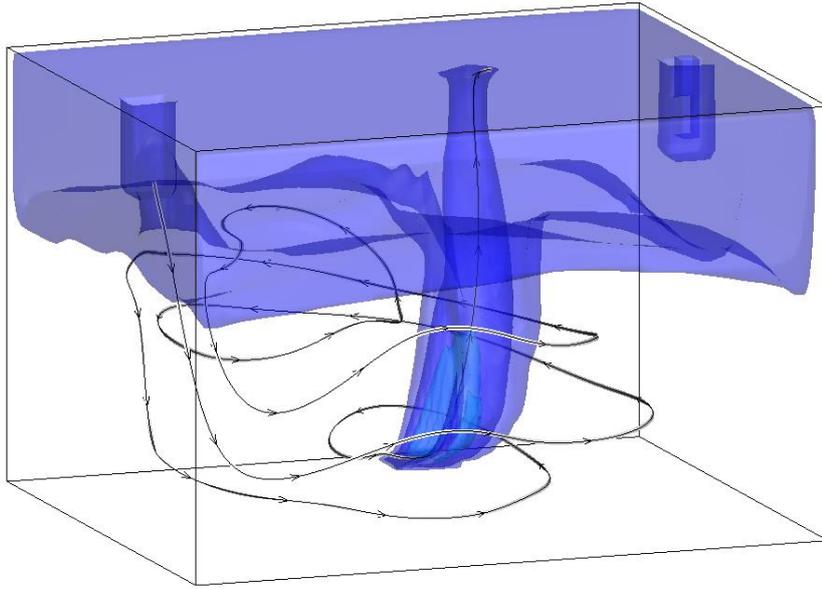


Figure 70 : Essai 26 : isothermes 400, 550 et 850 K et exemples de lignes de courant issues de la bouche d'admission.

6.5 Simulation de l'essai 26 à débit calculé

Pour cette simulation, le débit massique d'évaporation a été calculé à partir du modèle décrit précédemment (§6.2). Les résultats prédits sont comparés aux données expérimentales sur les figures ci-dessous (Figure 71 à Figure 77). Sur la Figure 71, le débit massique total a été obtenu en intégrant le débit massique surfacique sur toute la surface du liquide.

On note des similitudes suivantes avec la simulation à débit prescrit:

- Sur les 100 premières secondes, la combustion prédite par le modèle est plus active que celle observée expérimentalement, en raison sans doute d'une efficacité constante de 0,97 dès l'inflammation. Elle peut s'expliquer aussi par le fait que l'on suppose, dès l'inflammation, une couche limite pleinement turbulente au-dessus de la nappe liquide, en fixant un nombre de Reynolds au moins égal à 5×10^5 . La combustion plus active conduit à une surestimation de la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte et, par conséquent, à une sous-estimation du débit volumique d'admission d'air. Cela s'accompagne également d'une surestimation de la déplétion d'oxygène et de la

production de dioxyde de carbone (Figure 75), ainsi que des températures de gaz dans l'enceinte (Figure 77) durant cette période.

- Au-delà de 200-250 s, la valeur moyenne du débit d'évaporation est comparable à celle mesurée, avec cependant des amplitudes moindres. Les oscillations BF se manifestent sur son évolution ainsi que sur celles des autres grandeurs de l'écoulement, à savoir la pression différentielle et le débit d'admission (Figure 72), les fractions molaires d'oxygène et de dioxyde de carbone à l'extraction (Figure 75) et la température du gaz dans le local (Figure 77). Comme le montre la Figure 73, le spectre d'amplitude adimensionnée par FFT de l'évolution temporelle de la pression prédite (Figure 72), entre 300 et 800 s, fait apparaître une fréquence dominante à 23,9 mHz, strictement identique à celle déduite de la FFT de la pression mesurée.
- Les évolutions du débit d'évaporation mesuré et du taux de consommation des vapeurs combustibles dans le local révèlent, là encore, que celles-ci ont entièrement brûlé dans le local (Figure 74).
- Le modèle reproduit correctement les niveaux de température du gaz dans les quatre coins de l'enceinte, mais il ne permet pas de simuler correctement le déplacement de la flamme (Figure 77).

Cependant, des différences apparaissent :

- Entre 100 et 250 s de feu, le débit prédit est inférieur au débit mesuré en raison d'un déplacement temporaire de la zone de réaction vers le haut, limitant ainsi le flux radiatif reçu à la surface du combustible (Figure 76).
- Comme le montre la Figure 76, le flux radiatif incident est plus faible qu'à débit prescrit, en moyenne d'environ 500 W/m^2 , alors que les débits d'évaporation moyens prédit et calculé sont comparables (Figure 71). En fait, cet écart est en grande partie compensé par une température de surface prédite inférieure à la température d'ébullition (environ 333 vs. 371,65 K) et donc à une émission radiative moindre de la surface du combustible.

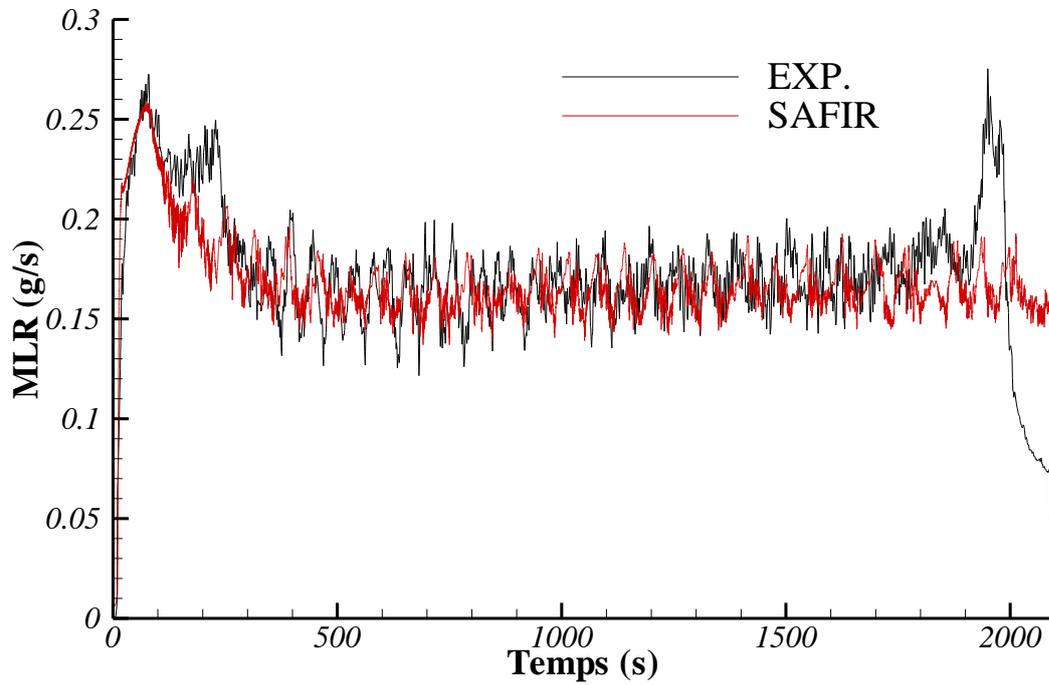


Figure 71 : Essai 26 : comparaison des débits d'évaporation (MLR) d'heptane prédits et mesurés.

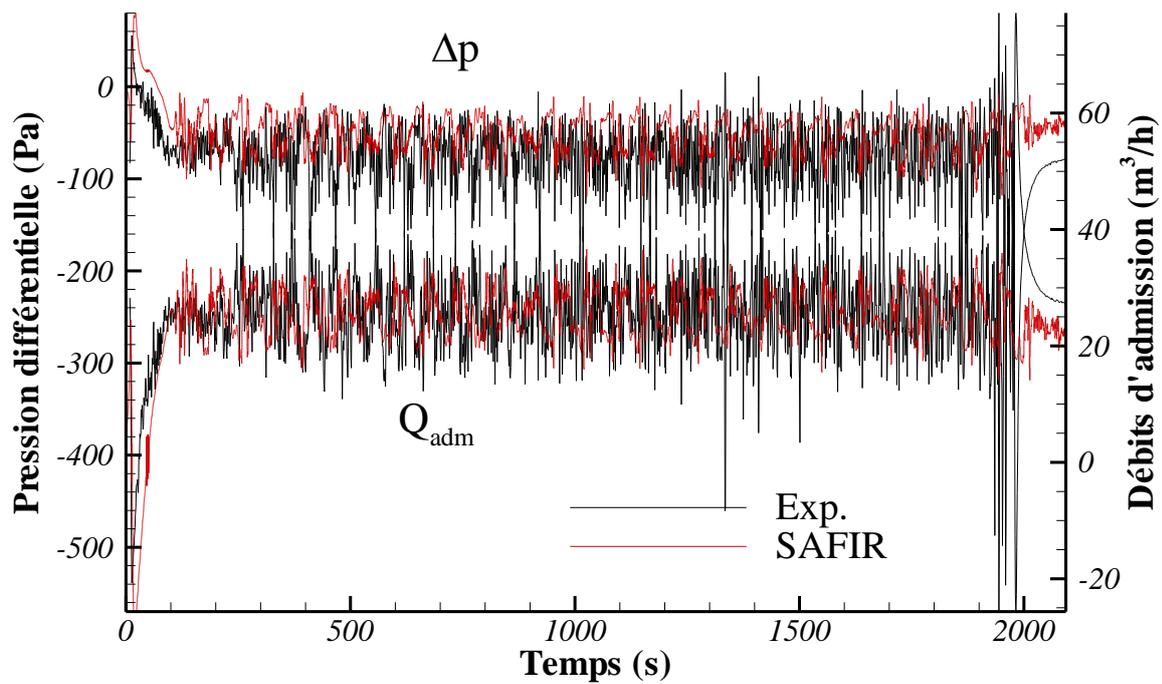


Figure 72 : Essai 26 : comparaison des pressions différentielles et des débits d'admission prédits et mesurés.

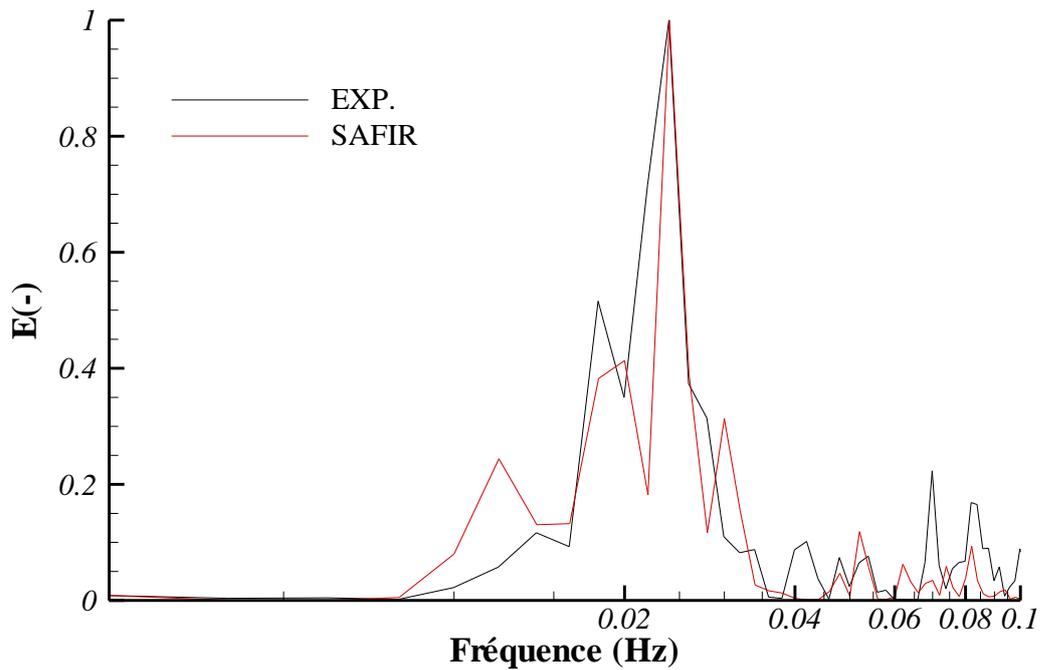


Figure 73 : Essai 26 : comparaison des spectres d'amplitude adimensionnée par FFT des évolutions temporelles des pressions prédite et mesurée entre 300 et 800 s.

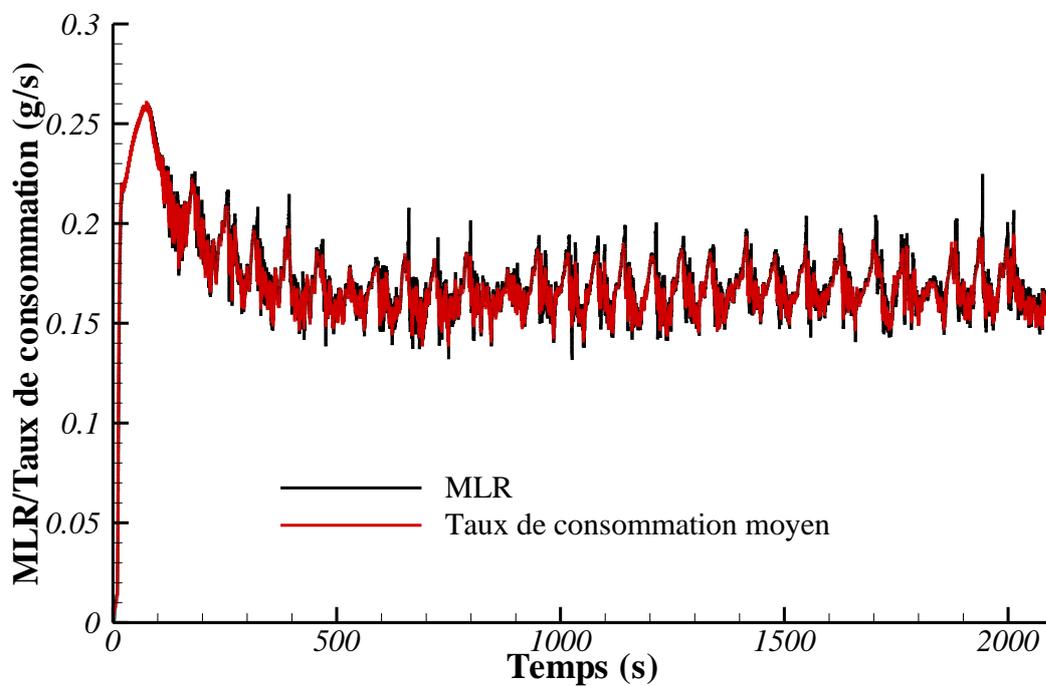


Figure 74 : Essai 26 : comparaison du débit d'évaporation d'heptane calculé et du taux de consommation des vapeurs combustibles calculé dans tout le local.

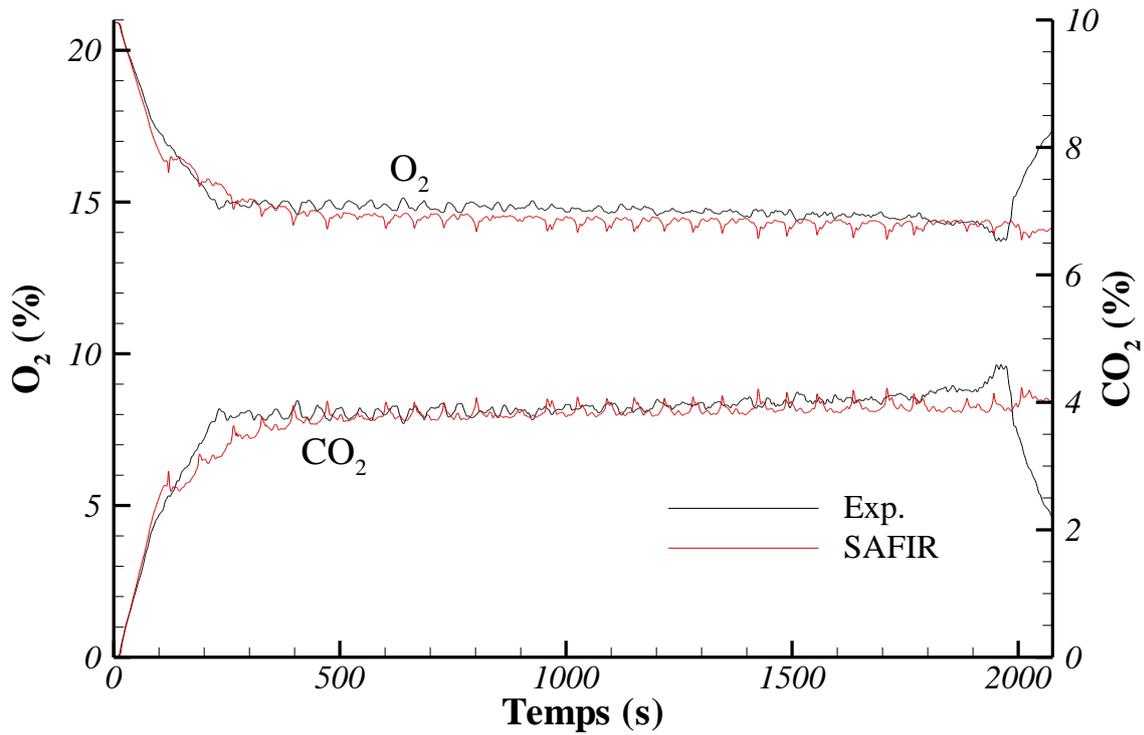


Figure 75 : Essai 26 : comparaison des fractions molaires prédites et mesurées de CO₂ et O₂ à l'extraction.

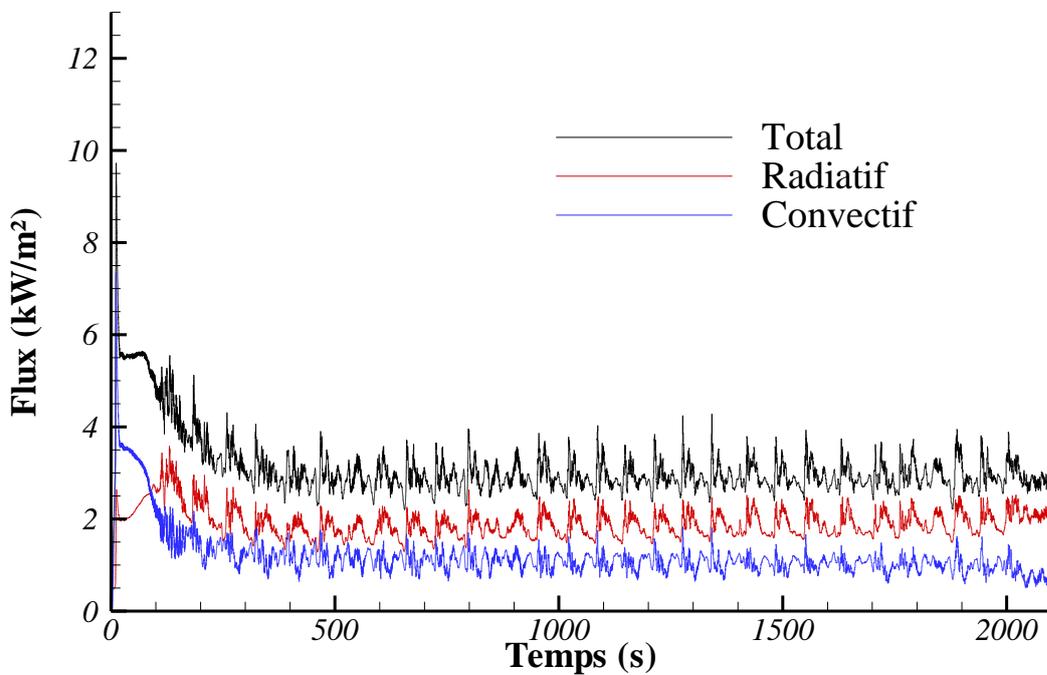
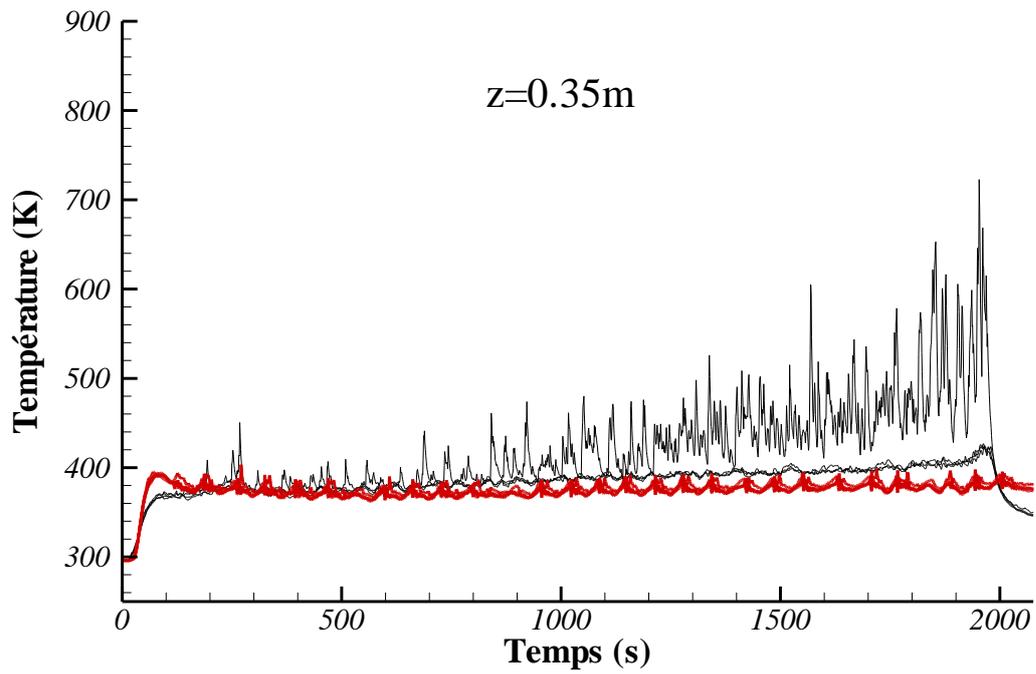
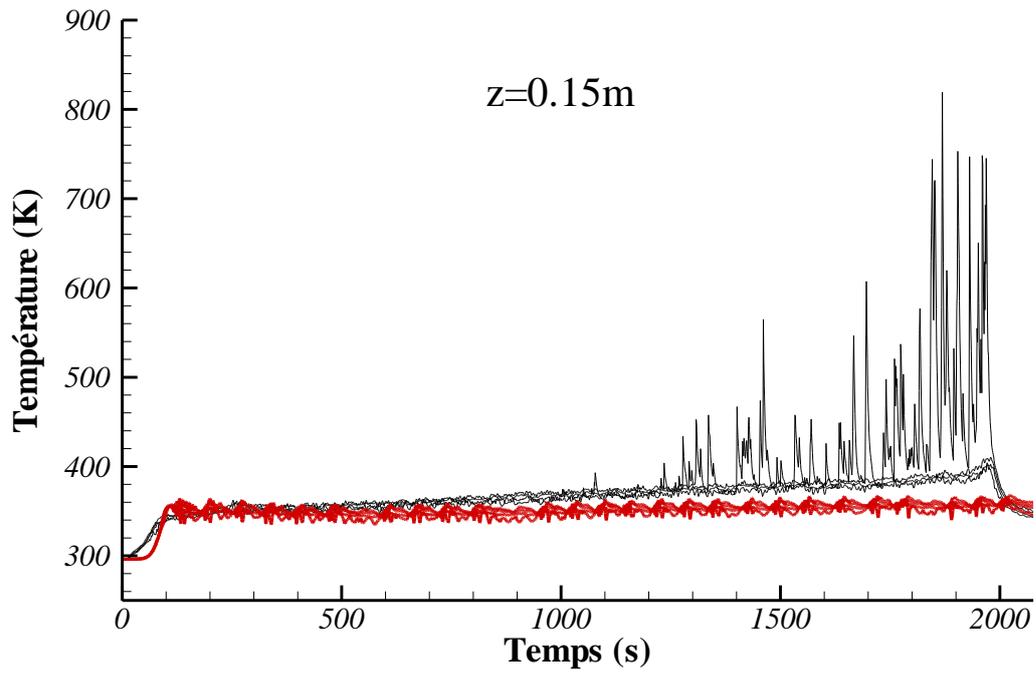
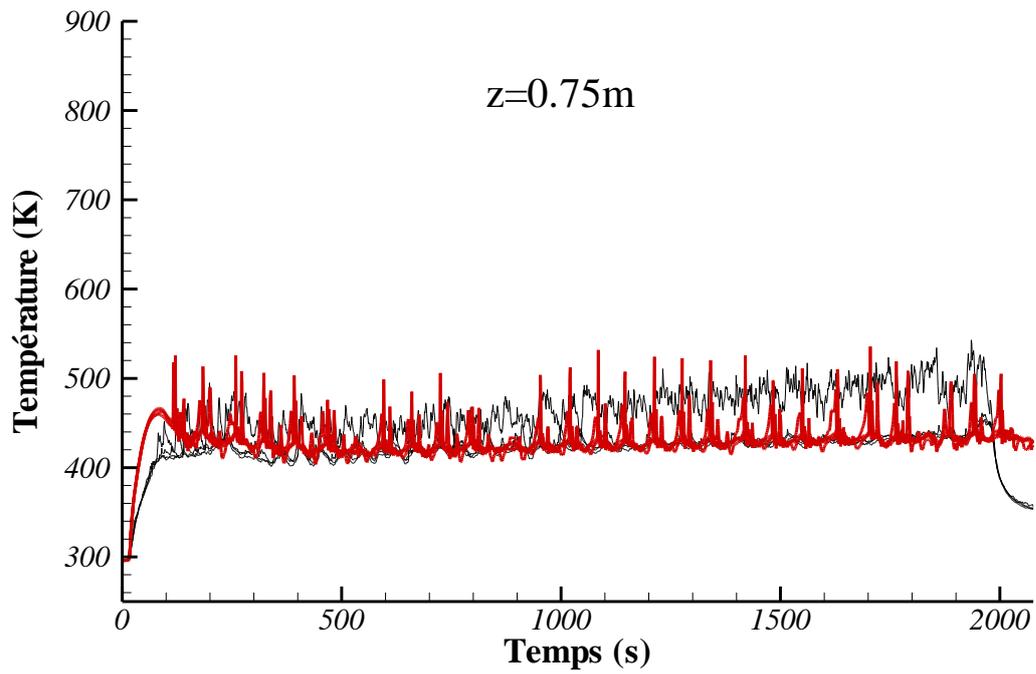
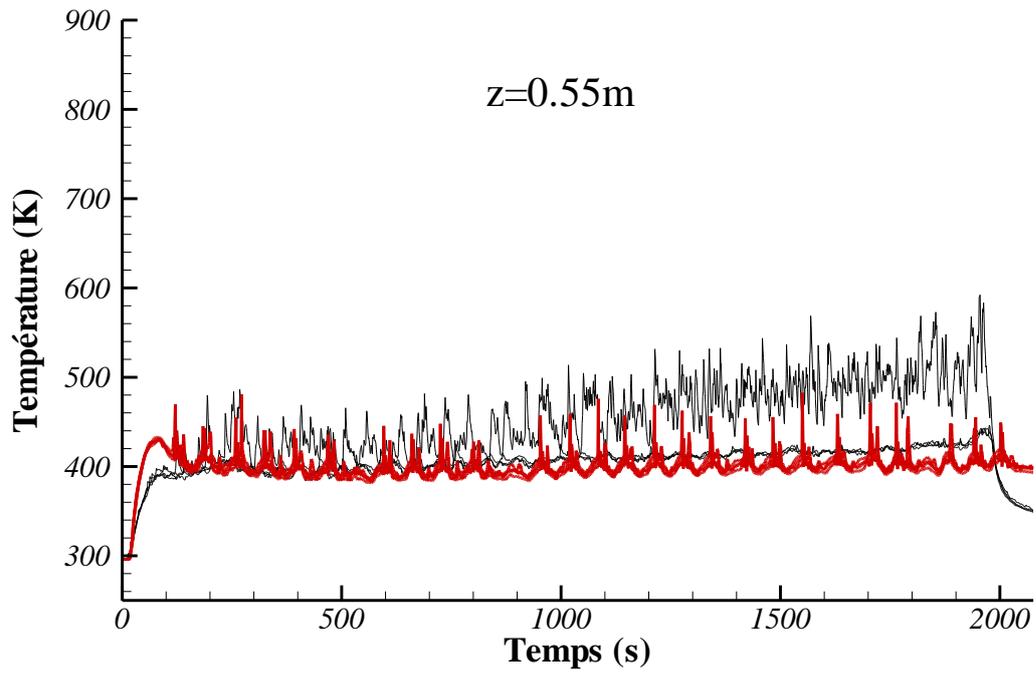


Figure 76 : Essai 26 : évolutions temporelles des flux thermiques total, radiatif et convectif calculés à la surface de la nappe d'heptane.





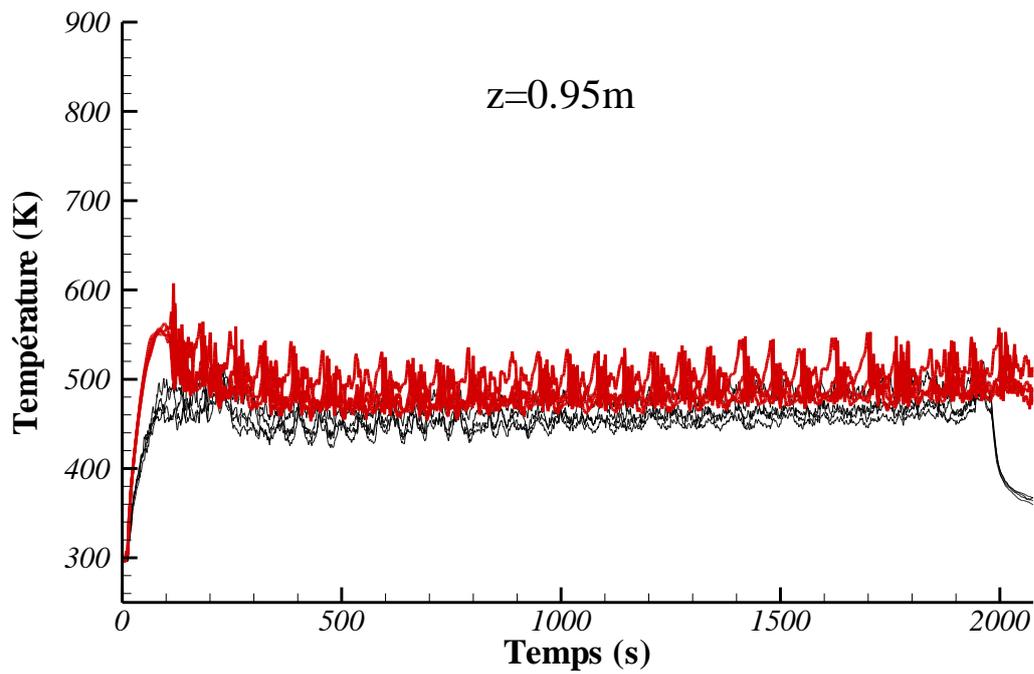


Figure 77 : Essai 26 : comparaison des températures prédites et mesurées à différentes hauteurs dans les quatre coins du dispositif NYX.

7. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

7.1 Conclusions

Après avoir conçu et réalisé une maquette à petite échelle permettant de reproduire, dans des conditions opératoires moins contraignantes et à moindre coût, le phénomène oscillatoire basse-fréquence observé lors de feux d'hydrocarbures dans un local mécaniquement ventilé du dispositif DIVA de l'IRSN, nous avons conduit un grand nombre d'essais, au total près de 200 (incluant les essais de qualification et de répétabilité), pour lesquels nous avons fait varier les conditions de ventilation, la nature du combustible et la taille du foyer. L'installation, la mise en œuvre et la qualification de la métrologie ont représenté une part importante de ce travail.

L'analyse des données collectées nous a permis d'une part, de proposer une explication du mécanisme physique responsable de l'apparition des oscillations basse-fréquence et, d'autre part, d'identifier les conditions d'occurrence et de persistance du phénomène oscillatoire et de caractériser ses propriétés (fréquence, amplitude).

Une étude préliminaire, portant sur la combustion d'une nappe d'heptane de 18 cm de diamètre avec un taux de renouvellement de 15 h^{-1} , a été réalisée en disposant un ou plusieurs analyseurs de gaz autour du foyer. Les résultats obtenus ont montré qu'il était possible de corrélérer les oscillations BF du signal de perte de masse du combustible au comportement de la flamme (i.e. structure de la flamme, occupation partielle ou totale de la flamme à la surface de la nappe, changement de couleur) et à son déplacement hors du bac. Ce phénomène oscillatoire s'accompagne de fluctuations importantes des grandeurs caractéristiques relatives à la source (perte de masse du combustible), au gaz dans l'enceinte (température, pression, concentration en espèces chimiques) et au réseau de ventilation mécanique (pression et débit). Typiquement de quelques mHz, ces oscillations BF sont dues au couplage instable entre différents processus : l'évaporation du combustible liquide, le processus de combustion en phase gazeuse, la pression dans le local et les conditions de ventilation. Plus précisément, elles résultent de l'équilibre, plus ou moins précaire,

entre l'approvisionnement en air de la zone de la réaction et le débit d'évaporation qui dépend essentiellement des flux thermiques reçus à la surface de la nappe de combustible. Les mesures de concentration d'oxygène au voisinage de la zone de réaction ont montré que la flamme se déplaçait préférentiellement vers des régions plus riches en oxygène. Malheureusement, nous avons montré que les analyseurs de gaz placés à proximité du foyer avaient un caractère intrusif altérant le phénomène oscillatoire, ce qui explique qu'aucune mesure de gaz n'ait été réalisée au voisinage du foyer par la suite.

L'influence des facteurs liés aux conditions de ventilation, au diamètre de la nappe combustible et à la nature des parois sur le phénomène oscillatoire BF a été analysée.

Les principales conclusions sont les suivantes :

➤ **Effet du taux de renouvellement**

Le débit d'évaporation (et par conséquent la puissance du foyer) augmente avec le taux de renouvellement d'air (Tr).

Après une phase de croissance du feu contrôlée par le combustible, l'augmentation du taux de renouvellement d'air conduit à différents régimes de combustion, conditionnés par l'équilibre entre l'apport d'air disponible pour la combustion et le débit d'évaporation :

- Régime 1 : pour de faibles Tr , le local se remplit rapidement de fumées. Un régime de combustion instable, avec extinction rapide, prend place, l'apport d'air n'étant pas suffisant pour entretenir la combustion. Aucune oscillation BF n'a été observée dans ce régime de combustion.
- Régime 2 : régime instable où la flamme, généralement droite, n'occupe pas toujours la totalité de la surface du bac de combustible, ce qui a pour effet de réduire les transferts thermiques de la flamme vers la nappe de combustible et donc le débit d'évaporation. L'extinction a lieu après quelques cycles d'oscillations.

- Régime 3 : régime de combustion instable pour lequel l'extinction est consécutive à un emballement du débit d'évaporation résultant essentiellement de la contribution des parois du bac au flux thermique reçu par la faible quantité de combustible liquide restante au fond du bac. Un meilleur équilibre entre l'apport d'air et le dégagement des vapeurs combustibles conduit à des amplitudes d'oscillations BF d'autant plus faibles que le Tr est élevé.
- Régime 4 : régime de combustion stable, sans oscillations BF, où l'extinction se produit par épuisement du combustible.

Dans les régimes de combustion oscillatoire (régimes 2 et 3), le nombre de cycles et la fréquence des oscillations augmentent avec le taux de renouvellement d'air (Tr), alors que l'amplitude des oscillations diminue.

➤ Effet du diamètre de la nappe de combustible

Le débit d'évaporation, comme attendu, augmente avec le diamètre du bac de combustible. On observe les mêmes régimes de combustion, mais ces régimes apparaissent pour des valeurs de Tr d'autant plus grandes que le diamètre de bac est grand. L'augmentation du diamètre de nappe entraîne une diminution du délai de déclenchement des oscillations BF (remplissage plus rapide du local par les fumées) et du nombre de cycles d'oscillations, avec un accroissement de leur amplitude. De plus, la gamme de Tr où l'on observe les oscillations BF augmente avec le diamètre.

➤ Effet de la nature du combustible

Les quatre régimes de combustion identifiés précédemment ont été observés lors d'essais de feux de dodécane, moins inflammable que l'heptane. Cependant ces régimes sont apparus pour des taux de renouvellement et des diamètres de bac plus grands.

➤ **Effet de l'orientation et de la position de la bouche d'admission d'air frais**

L'orientation de la bouche d'admission joue un rôle déterminant sur le positionnement de la flamme dans le local, lorsque celle-ci quitte le bac de combustible. Cela résulte sans doute de phénomènes de recirculation que nous n'avons pas pu mettre en évidence expérimentalement.

La phase de croissance contrôlée par le combustible, le régime de combustion, le débit d'évaporation moyen et la valeur de la fréquence dominante des oscillations BF ne sont pas significativement affectés par la direction de l'écoulement d'air d'admission. En revanche, cette dernière influe notablement sur l'aéraulique de l'écoulement d'air, modifiant l'équilibre apport d'air/débit d'évaporation et donc l'amplitude des oscillations.

Nous avons montré également que cet équilibre était favorisé par une position basse de la bouche d'admission, réduisant le temps d'advection de l'écoulement d'air. Le foyer s'en trouve mieux oxygéné et la combustion plus vive. Il en résulte une augmentation de la fréquence dominante des oscillations BF, avec des amplitudes plus faibles.

➤ **Effet de la thermique des parois**

La nature des parois n'influe ni sur l'occurrence, ni sur la valeur de la fréquence du phénomène oscillatoire BF. En revanche, l'amplitude des oscillations BF diminue lorsque le local est mieux isolé thermiquement. Ceci est dû à de meilleurs transferts de chaleur de l'ambiance vers la surface du combustible, et donc à un meilleur équilibre apport d'air/débit d'évaporation.

Bien que les dispositifs NYX et DIVA diffèrent par leur mode de ventilation et la nature des parois, l'analyse qualitative des résultats obtenus dans ces dispositifs nous a permis de dégager certaines analogies quant aux effets du taux de renouvellement, du type de combustible et de l'isolation des parois sur le phénomène oscillatoire.

Sur le plan numérique, le code à champ SAFIR a été utilisé pour simuler le comportement d'un feu d'heptane en imposant le débit d'évaporation ou en le calculant à l'aide d'un modèle d'évaporation local.

L'analyse comparative des résultats de simulation et des mesures montre que le modèle reproduit bien le comportement oscillatoire du feu et restitue bien la fréquence dominante observée expérimentalement lors de l'essai. Les niveaux prédits de température, de pression et de concentrations d'oxygène et de dioxyde de carbone à l'extraction sont comparables à ceux mesurés. En revanche, l'analyse révèle des différences notables. La phase de croissance du feu montre une combustion prédite par le modèle plus active, en raison sans doute d'une efficacité de combustion trop élevée durant cette période et, à débit calculé, d'un niveau de turbulence imposé à la surface du liquide manifestement surestimé. De plus, si le modèle reproduit correctement les niveaux de température du gaz dans les quatre coins de l'enceinte, il ne permet pas de simuler correctement le déplacement de la flamme.

La simulation numérique nous a permis d'obtenir des informations utiles sur certaines grandeurs inaccessibles par l'expérience :

- La comparaison de l'évolution temporelle du débit d'évaporation mesuré avec celle du taux de consommation des vapeurs combustibles dans tout le local montre que les vapeurs combustibles brûlent complètement dans le local.
- La détermination des flux thermiques reçus à la surface du combustible montre une prédominance du rayonnement sur la convection. A débit calculé, le flux radiatif incident est moindre, mais sa contribution au flux net est en grande partie compensé par une émission de la surface plus faible due à une température de surface inférieure à la température d'ébullition du liquide.
- Les lignes de courant, permettant de décrire le mouvement du fluide dans l'enceinte, révèlent la complexité de l'écoulement induit. Certaines particules fluides n'atteignent pas la zone de réaction, tandis que d'autres peuvent parcourir une grande distance avant d'y parvenir, ce qui conditionne l'équilibre entre l'apport d'air et le dégagement de vapeurs combustibles, responsable du comportement oscillatoire du feu.

7.2 Perspectives

A l'issu de ce travail, un certain nombre de perspectives se dégagent :

Pour la plupart des essais, la concentration d'oxygène a été seulement mesurée dans les fumées extraites, le prélèvement de gaz à proximité de la zone de réaction ayant une influence sur le phénomène oscillatoire. Par conséquent, il faudrait s'intéresser à une technique de mesure moins intrusive, de type paramagnétique dont les débits de prélèvement sont plus faibles.

Les tentatives de visualisation des phénomènes de recirculation de l'écoulement dans l'enceinte n'ont pas été concluantes, la puissance du laser étant trop faible en regard de la densité des fumées produites. L'utilisation d'un laser plus puissant pourrait être envisagée.

La calibration des sondes de McCaffrey a reposé sur l'utilisation d'un diaphragme dont les caractéristiques nous ont permis d'atteindre un taux de renouvellement de $22,5 \text{ h}^{-1}$. Si l'on veut dépasser cette valeur, afin d'accéder au régime stable de combustion quels que soient le diamètre de bac et le type de combustible, cela nécessiterait d'utiliser un diaphragme générant moins de perte de charge à l'extraction.

L'étude du phénomène oscillatoire BF a porté sur des feux de nappes d'hydrocarbures liquides, ici l'heptane et le dodécane, dans le dispositif NYX. Elle pourrait être complétée en s'intéressant à la combustion de matériaux solides, comme le PMMA. La question sous-jacente de cette étude originale serait de savoir si le phénomène oscillatoire BF peut apparaître pour ce type de matériaux et, si oui, d'identifier les conditions de son occurrence.

La maquette NYX ne reproduit pas totalement les conditions de ventilation du dispositif DIVA, dans la mesure où elle comporte une admission d'air naturelle. L'utilisation d'un moteur à l'admission permettrait d'améliorer la similitude entre les deux dispositifs.

Enfin, sur le plan numérique, la validation du code SAFIR n'a porté, faute de temps, que sur un seul essai. Celle-ci devra être poursuivie, notamment pour s'assurer que le modèle numérique est capable de reproduire les régimes de combustion observés expérimentalement.

La capacité prédictive de l'outil de simulation à décrire les déplacements intermittents de la flamme hors du bac dans la phase de combustion oscillatoire pourrait être améliorée. Le modèle de combustion turbulente reste perfectible, notamment en conditions fortement sous-oxygénées où des extinctions locales peuvent se produire.

Le signal étant instationnaire, sa transformée de Fourier peut être quelques fois mal décrite. Pour pallier ce problème, différentes techniques, plus appropriées, pourraient être envisagées, comme la transformation en ondelettes ou l'algorithme génétique. Ce dernier est couramment utilisé par la communauté incendie pour la caractérisation des paramètres cinétiques liés à la dégradation de matériaux solides (e.g. Lautenberger *et al.*, 2006 ; Kacem *et al.*, 2016 ; Rogaume, 2018).

Une autre voie d'amélioration concerne le modèle d'évaporation du combustible liquide qui repose sur des hypothèses fortes : 1) le modèle est 1D, 2) il néglige la régression de la surface du liquide, 3) l'évaporation se fait à la surface du liquide, 4) l'écoulement est pleinement turbulent au-dessus de la nappe de combustible dès l'inflammation et 5) le nombre de Schmidt est constant et égal à 0,6. A noter que les calculs que nous avons effectués en calculant les nombres de Reynolds et de Schmidt ont conduit à une forte sous-évaluation du débit d'évaporation. Les alternatives proposées par Van Hees *et al.* (2012) ou Perez Segovia *et al.* (2018) pour s'affranchir de l'hypothèse (4), pourrait être évaluée. La régression de la surface est relativement simple à prendre en compte dans le modèle d'évaporation, en s'inspirant de l'approche utilisée par Kacem *et al.* (2016). Cependant, son implémentation dans le code SAFIR impliquerait de remailler systématiquement le domaine d'étude, ce qui serait très pénalisant en temps de calcul. Si l'on souhaite décrire l'effet conductif du bac sur le processus d'évaporation, d'autant plus important que la hauteur libre de liquide (tas : lip height) est grande (Zadeh *et al.*, 2016), l'élaboration d'un modèle volumique 2D axisymétrique, voire 3D, semble indispensable.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Enfin, le modèle numérique devrait permettre de simuler les trajectoires et le temps de résidence des particules d'air depuis leur entrée dans l'enceinte jusqu'à la zone de réaction, et ainsi de corrélérer le temps moyen d'advection à la fréquence du phénomène oscillatoire BF.

8. REFERENCES

- Alibert D. (2017) Effet de la sous-oxygénation sur les paramètres de combustion, Thèse de l'Université d'Aix-Marseille.
- ASHRAE Handbook (2009) Fundamentals, Chapter 6, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA.
- Audouin L., J-M Such, J-C Mallet et C. Casselman (1997) A real scenario for a ghosting flame, 5th International Symposium on Fire Safety Science, 1261-1272.
- Babrauskas V. (1983) Estimating large pool fire burning rates, *Fire Technology* 19, 251-261.
- Backovsky J., K.L. Foote et N.J. Alvares (1989) Temperature profiles in forced-ventilation enclosure fires, 2nd International Symposium on Fire Safety Science, 315-324.
- Beji T. et B. Merci (2016) Blind simulation of periodic pressure and burning rate instabilities in the event of a pool fire in a confined and mechanically ventilated compartment, *Combustion Science and Technology* 188(4-5), 504-515.
- Bertin G., J-M. Most et M. Coutin (2002) Wall fire behavior in an under-ventilated room, *Fire Safety Journal* 37(7), 615-630.
- Beyler C.L. (1986) Fire plumes and ceiling jets, *Fire Safety Journal* 11, 53-75.
- Beyler C.L. (2002) Flammability Limits of Premixed and Diffusion Flames, *The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering* (3rd ed), DiNenno P.J (ed), National Fire Protection Association, Quincy, MA 02269.
- Burcat A. (2001) Third Millenium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion, TAE Report N° 867.
- Cetegen B.M. et T.A. Amhed (1993) Experiments on the periodic instability of buoyant plumes and pool fires, *Combustion and Flame* 93, 157-184.
- Cetegen B.M. (1998) A phenomenological model of near-field fire entrainment, *Fire Safety Journal* 31, 299-312.
- Chen A., L. Qiang et Y. Wang (2016) Investigation of the burning mechanism in an enclosure fire with horizontal ceiling vent, *Procedia Engineering* 135, 1-11.

REFERENCES

- Chieng C.C. et B.E. Launder (1980) On the calculation of turbulent heat transport downstream from an abrupt pipe expansion, *Numerical Heat Transfer* 3, 189-207.
- Consalvi J-L., B. Porterie et J-C. Loraud (2003) Method for computing the interaction of fire environment and internal solid regions, *Numerical Heat Transfer A* 43(8), 777-805.
- Consalvi J-L., B. Porterie et J-C. Loraud (2005a) A Blocked-Off Region Strategy to Compute Fire Spread Scenarios Involving Internal Flammable Targets, *Numerical Heat Transfer B* 47, 419-441.
- Consalvi J-L., B. Porterie, M. Coutin, L. Audouin, C. Casselman, A. Rangwala, S.G. Buckley et J.L. Torero (2005b) Diffusion flames upwardly propagating over PMMA: theory, experiment and numerical modeling, 8th International Symposium on Fire Safety Science, 397-408.
- Consalvi J-L., Y. Pizzo, A. Kaiss, J.L. Torero et B. Porterie (2008) A theoretical and numerical evaluation of the steady-state burning rate of vertically oriented PMMA slabs, *Combustion Theory Modelling* 12(3), 451-475.
- Coppalle A., Loo A. et Ainé P. (2015) Pool fire behavior in a small and mechanically ventilated compartment, *Fire Science and Technology*, 97-104.
- Coutin M., B. Gautier et J-M. Most (2000) Behaviour of the combustion of the fuel material in the vitiated upper-zone of an open compartment, 3rd International Symposium on Fire and Explosion Hazard, Lake Windermere, England.
- Dong H.Q. (2013) Evaluation du risque d'inflammation des fumées riches dans un milieu confiné sous-ventilé à l'aide de la simulation numérique, Thèse de l'Université de Poitiers.
- Foote K.L. (1987) 1986 LLNL Enclosure Fire Test Data Report, UCID-21236, Lawrence Livermore National Laboratory.
- Grosshandler W.L. (1993) RADCAL: A Narrow-Band Model for Radiation Calculations in a Combustion Environment, NIST Tech. Note 1402.
- He Q., C. Li, S. Lu, C. Wang et J. Zhang (2015) Pool fires in a corner ceiling vented cabin : ghosting flame and corresponding fire parameters, *Fire Technology*, 537-552.

REFERENCES

- Holman J.P. (1990) Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 7th edition.
- Hostikka S., K.B. McGrattan et A. Hamin (2002) Numerical modeling of pool fires using large eddy simulation and finite volume method for radiation, 7th International Symposium on Fire Safety Science, 383-394.
- Hu Z., Y. Utiskul, J.G. Quintiere et A. Trouvé (2007) Towards large eddy simulations of flame extinction and carbon monoxide emission in compartment fires, 31st International Symposium on Combustion, the Combustion Institute, 2537-2545.
- Incropera F.P. et D. DeWitt (1996) Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley.
- Issa R.I. (1986) Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting, Journal of Computational Physics 62, 40-65.
- Kacem A., M. Mense, Y. Pizzo, G. Boyer, S. Suard, P. Boulet, G. Parent, B. Porterie (2016) A fully coupled fluid/solid model for open air combustion of horizontally-oriented PMMA samples, Combustion and Flame 170, 135-147.
- Kadoch B., A. Kaiss, Y. Pizzo, C. Lallemand, N. Sardoy et B. Porterie (2013) Etude d'un feu dans un ensemble de locaux ventilés mécaniquement, CFM 2013, Bordeaux.
- Kee R.J., F.M. Rupley et J.A. Miller (1992) The Chemkin Thermodynamic Data Base, SANDIA National Laboratories Report, SAND87-8215, UC-4, (1987), reprinted October 1992.
- Kent J.H. et D. R. Honnery (1990) A Soot Formation Map for a Laminar Ethylene Diffusion Flame, Combustion and Flame 79, 287-298.
- Kerrison L., E.R. Galea et M.K Patel (1998) A two dimensional numerical investigation of the oscillatory flow behaviour in rectangular fire compartments with a single horizontal ceiling vent, Fire Safety Journal, 30, 357-382.
- Kim K., H. Ohtani et U. Yoichi (1993) Experimental study on oscillating in a small-scale compartment fire, Fire Safety Journal, 377-384.
- Lapuerta C., S. Suard, F. Babik et L. Rigollet (2012) Validation process of ISIS CFD software for fire simulation, Nuclear Engineering Design 253, 367-373.
- Launder B. et D. Spalding (1972) Mathematical Model of Turbulence, Academic Press.

REFERENCES

- Lautenberger C., G. Rein et C. Fernandez-Pello (2006) The application of a genetic algorithm to estimate material properties for fire modeling from bench-scale fire test data, *Fire Safety Journal* 41(3), 204–214.
- Loo A., A. Coppalle et P. Aîné (2013) Flame extinction in a ventilation-controlled compartment, 9th Asia-Oceania Symposium on Fire Science and Technology, 301-308.
- Magnussen B.F. et B.H. Hjertager (1977) On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, 16th Int. Symposium on Combustion, the Combustion Institute, 719-729.
- Mathur S., P.K. Tondon et S.C. Saxena (1967) Heat conductivity in ternary gas mixtures, *Molecular Physics* 12, 569-579.
- Matsuyama K., S. Okinaga, Y. Hattori et H. Suto (2015) Experimental study on fire behavior in a compartment under mechanical ventilated conditions: the effects of air inlet position, *Fire Science and Technology*, 111-119.
- McCaffrey B.J. et G. Heskestad (1976) A robust bidirectional low-velocity probe for flame and fire application, *Combustion and Flame* 26, 125-127.
- McGrattan K., S. Hostikka, R. McDermott, J. Floyd, C. Weinschenk et K. Overholt (2013) *Fire Dynamics Simulator Technical Reference Guide, Volume 1: Mathematical Model*, NIST Special Publication 1018, NIST, Sixth Ed.
- Mizukami T., Y. Utiskul et J.G. Quintiere (2016) A compartment burning rate algorithm for a zone model, *Fire Safety Journal* 79, 57-68.
- Modest M.F. (1996) *Radiative Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Most J-M. et J-B. Saulnier (2011) Under-ventilated wall fire behaviour during the post-flashover period, *Journal of Applied Fluid Mechanics* 4, 129-135.
- Pagni P.J. (1990) Pool fire vortex shedding frequencies, *Applied Mechanical Reviews*, 43(8), 166-167.
- Patankar S.V. (1980) *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.

REFERENCES

- Pearson A.E. (2007) Etude expérimentale des régimes de combustion d'un feu de compartiment dans des conditions de sous-ventilation, Thèse de l'Université de Poitiers.
- Perez Segovia J.F., M. Mense, T. Beji, G. Boyer, H. Prétrel, Y. Pizzo, B. Porterie et B. Merci (2017) Numerical study of the oscillatory combustion phenomenon in a small-scale and mechanically ventilated compartment fire, SMIRT 24, 15th International Seminar on Fire Safety in Nuclear Plants and Installations, Bruges.
- Perez Segovia J.F, T. Beji et B. Merci (2018) Assessment of an evaporation model in CFD simulations of a free liquid pool fire using the mass transfer number approach, Flow Turbulence Combustion.
- Pi X. (2015) Zone modeling of very-low-frequency unstable behavior in mechanically-ventilated compartment fires, PhD de l'Université du Maryland, USA.
- Prétrel H., S. Suard et L. Audouin (2016) Experimental and numerical study of low frequency oscillatory behavior of a large-scale hydrocarbon pool fire in a mechanically ventilated compartment, Fire Safety Journal 83, 38-53.
- Raithby G.D. et E. H. Chui (1990) A Finite Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in enclosures with Participating Media, Journal of Heat Transfer 112, 415-423.
- Rogaume T. (2018) Thermal decomposition of solid fuels: objectives, challenges and modelling, 3rd ESFSS, Nancy.
- Satoh K., Y. Matsubara et Y. Kumano (1983) Flow and temperature oscillations of fire in a cubic enclosure with a ceiling and floor vent. Part I. Report of Fire Research Institute of Japan, N°55, 31.
- Sikanen T. et S. Hostikka (2016) Modeling and simulation of liquid pool fires with in-depth radiation absorption and heat transfer, Fire Safety Journal 81, 95-109.
- Suard S., M. Forestier et S. Vaux (2013) Toward predictive simulations of pool fires in mechanically ventilated compartments, Fire Safety Journal 61, 54–64.
- Sugawa O., K. Kawagoe, Y. Oka et I. Ogahara (1989) Burning behavior in a poorly-ventilated compartment fire-ghosting flame, Fire Science and Technology 9(2), 5-14.

REFERENCES

- Takeda H. et K. Akita (1981) Critical Phenomenon in compartment fires with liquid fuels, 18th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, 519-527.
- Takeda H. (1985) Oscillatory phenomenon and inverse temperature profile appearing in compartment fires *Combustion and Flame*, 61, 103-105.
- Than C.F. et B. Savelonis (1993) Modelling fire behaviour in an enclosure with a ceiling vent, *Fire safety Journal* 20,151-74.
- Utiskul Y., J.G. Quintiere, A.S. Rangwala, B.A. Ringwelski, K. Wakatsuki et T. Naruse (2005) Compartment fire phenomena under limited ventilation, *Fire Safety Journal* 40(4), 367-390.
- Van Hees P., J. Wahlqvist, S. Hostikka, T. Sikanen, B. Husted, T. Magnusson et F. Jörud (2012) Prediction and validation of pool fire development in enclosures by means of CFD (Poolfire), Report – Year 1, Report NKS-260.
- Van Maele K. et B. Merci (2006) Application of buoyancy-modified k- ϵ turbulence models to different types of buoyant plumes, *Fire Safety Journal* 41, 122-138.
- Wang C.J., J. X. Wen et Z. B. Chen (2014) Simulation of large-scale LNG pool fires using FIREFOAM, *Combustion Science and Technology* 186, 1632-1649.
- Yao W., Y. Jiusheng, H. Xiaokang, W. Jian et Z. Hui (2013) Numerical modeling of liquid n-heptane pool fires based on heat feedback equilibrium, 9th Asia-Oceania Symposium on Fire Science and Technology 62, 377-388.
- Zadeh S.E., T. Beji et B. Merci (2016) Assessment of FDS 6 simulation results for a large-scale ethanol pool fire, *Combustion Science and Technology* 188 (4-5), 571-580.
- Zaketakis M.G. et D.S. Burgess (1961) Research on Hazards Associated with the Production of and Handling of Liquid Hydrogen, U.S. Bureau of Mines Report, RI 5705.
- Zavaleta P. et L. Audouin (2017) Cable tray fire tests in a confined and mechanically ventilated facility, *Fire and Materials*, 1-16.

9. ANNEXES

9.1 Annexe 1 : Incertitudes

Le Tableau 9 ci-dessous résume les incertitudes liées au capteur, à sa chaîne de mesure ainsi que sa chaîne d'acquisition.

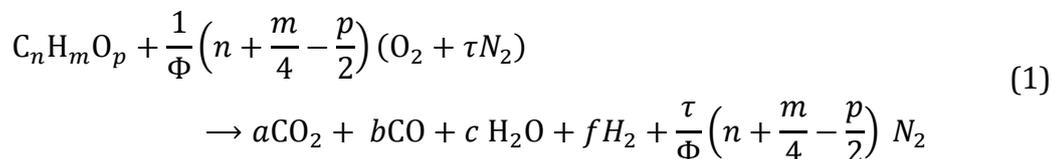
Tableau 9 : Instrumentation spécifique au dispositif NYX et incertitudes liées au capteur, à sa chaîne de mesure ainsi que sa chaîne d'acquisition.

Type de capteur (nombre)	Gamme de mesure	Type de mesure	Incertitudes de la mesure
Thermocouple de type K, Ø=0,5 mm (24)	0-1300°C	Température de gaz	$0,153\% \geq \sigma \geq 0,016\%$ (50-1300°C)
Thermocouple de type K, Ø=1,5 mm (2)	0-1300°C	Température des fumées dans la gaine d'admission et d'extraction (Ø=0,04m)	$0,207\% \geq \sigma \geq 0,018\%$ (50-1300°C)
Analyseur O ₂ n°1,2,4,5 (4)	0-25% vol.	Fraction molaire de O ₂ à l'intérieur de l'enceinte	$\sigma < 0,041\%$ de la pleine échelle
Analyseur CO ₂ n°1,2 (2)	0-20% vol.	Fraction molaire de CO ₂ à l'intérieur de l'enceinte	$\sigma < 0,230\%$ de la pleine échelle
Analyseur CO n°1,2 (2)	0-1%vol.	Fraction molaire de CO à l'intérieur de l'enceinte	$\sigma < 0,128\%$ de la pleine échelle
Analyseur O ₂ n°3 (1)	0-25% vol.	Fraction molaire de O ₂ dans la gaine d'extraction	$\sigma < 0,014\%$ de la pleine échelle
Analyseur CO ₂ n°3 (1)	0-20% vol.	Fraction molaire de CO ₂ dans la gaine d'extraction	$\sigma < 0,99\%$ de la pleine échelle
Analyseur CO n°3 (1)	0-1% vol.	Fraction molaire de CO dans la gaine d'extraction	$\sigma < 0,078\%$ de la pleine échelle
Sonde de McCaffrey (2)	-80;80 m ³ .h ⁻¹	Débit volumique de ventilation dans les conduits de ventilation (Ø=0,04m)	$\sigma < 0,5\%$ (-80;80 m ³ .h ⁻¹)
Transmetteur de Pression (2)	-1000;1000 Pa	Pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte	$\sigma < 0,19\%$ de la pleine échelle
Balance de précision	0-6,2 kg	Perte de masse	0,01 g

9.2 Annexe 2 : Calcul simplifié de la richesse à partir de l'équilibre chimique

L'objectif est ici de calculer la richesse du milieu réactionnel à partir du rapport des concentrations volumiques de CO_2 et CO mesurées dans les fumées extraites en supposant que le système est à l'équilibre chimique et que la réaction ne conduit qu'à la formation de CO et H_2 comme imbrûlés.

Pour cela, on écrit tout d'abord la réaction de combustion, valable en milieu riche et généralisée à un comburant dont le rapport $\tau = X_{N_2}/X_{O_2}$ est quelconque :



Pour calculer les coefficients a , b , c et f , on applique la méthode des bilans :

$$\text{Bilan carbone : } a + b = n \quad (B1)$$

$$\text{Bilan hydrogène : } 2(c + f) = m \quad (B2)$$

$$\text{Bilan oxygène : } p + \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) = 2a + b + c \quad (B3)$$

On a alors quatre inconnues et seulement trois équations. C'est-à-dire que l'équilibrage de l'équation chimique conduit à une solution indéterminée, quand on utilise exclusivement la méthode des bilans. Pour lever l'indétermination, l'une des trois méthodes peut être utilisée :

- Exprimer trois coefficients en fonction d'un quatrième, pris pour référence. Si le constituant de référence est le CO_2 , on peut alors calculer b , c et f en fonction de a
- Négliger la teneur d'un des constituants pour se ramener à un système de trois équations à trois inconnues
- Adjoindre aux relations de masse une équation supplémentaire. La réaction du gaz à l'eau est le plus souvent utilisée.

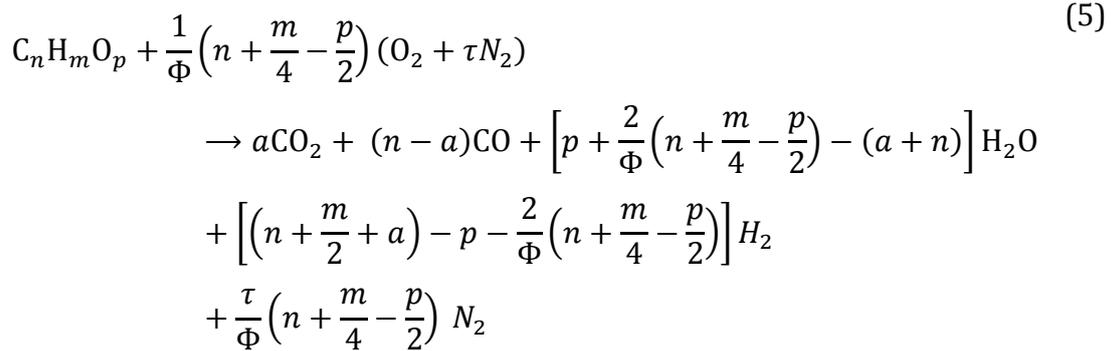
Méthode a

$$b = n - a \quad (2)$$

$$c = p + \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) - (a + n) \quad (3)$$

$$f = \left(n + \frac{m}{2} + a \right) - p - \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) \quad (4)$$

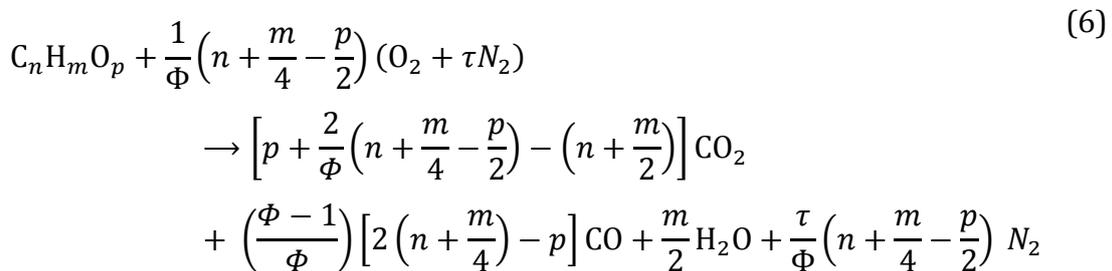
et la réaction de combustion devient :



Le problème est que la connaissance des concentrations de CO_2 et CO dans les fumées extraites ne permet pas de remonter à la richesse puisqu'elle n'intervient pas dans les coefficients associés à ces deux espèces.

Méthode b

Si l'on suppose que la combustion est faiblement réductrice, ce qui est le cas dans les essais réalisés dans NYX la teneur en H_2 est très inférieure à celle en CO . Dans ces conditions, le coefficient f est négligeable, ce qui conduit, après quelques manipulations algébriques, à l'équation :



(avec teneur en H_2 nulle)

Une limitation physique apparaît, dans la mesure où le coefficient a devant CO_2 ne peut être négatif. Cela impose alors une condition sur la richesse :

$$1 < \Phi < 2 \frac{n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}}{n + \frac{m}{2} - p} \quad (7)$$

Ainsi pour l'heptane, on ne pourra envisager de combustion à H_2 nul que pour $\Phi < 1,47$. En réalité, l'apparition de H_2 se produit bien avant que la richesse n'atteigne ces valeurs.

Il est alors possible, après avoir dosé CO_2 et CO , de calculer la richesse. En effet, d'après la réaction de combustion :

$$\alpha = \frac{(CO)}{(CO_2)} vol. = \frac{b}{a} = \frac{\left(\frac{\Phi-1}{\Phi}\right) \left[2\left(n + \frac{m}{4}\right) - p\right]}{p + \frac{2}{\Phi}\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) - \left(n + \frac{m}{2}\right)} \quad (8)$$

de sorte que :

$$\Phi = \frac{2(1 + \alpha)\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right)}{\alpha\left(n + \frac{m}{2}\right) + 2\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) - p\alpha} \quad (9)$$

Pour l'heptane, la richesse devient :

$$\Phi = \frac{22(1 + \alpha)}{15\alpha + 22} \quad (10)$$

Méthode c

Pour des milieux riches, mais dont la richesse ne dépasse pas deux, une méthode largement utilisée consiste à effectuer le calcul de la composition des produits de combustion en se basant sur la réaction d'équilibre du gaz à l'eau :



On suppose que la température est suffisamment élevée pour que ces produits ne contiennent que CO , CO_2 , H_2O , H_2 et N_2 .

$$\begin{aligned} C_n H_m O_p + \frac{1}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) (O_2 + \tau N_2) & \quad (12) \\ \rightarrow a CO_2 + (n - a) CO + \left[p + \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) - (a + n)\right] H_2O & \\ + \left[\left(n + \frac{m}{2} + a\right) - p - \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right)\right] H_2 & \\ + \frac{\tau}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) N_2 & \end{aligned}$$

On calcule alors les coefficients a , b , c et f en associant aux équations de bilan (B1) à (B3) une relation supplémentaire donnant la constante d'équilibre de la réaction du gaz à l'eau :

$$K(T) = \frac{bc}{af} = \frac{(n-a) \left[p + \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) - (a+n) \right]}{a \left[\left(n + \frac{m}{2} + a \right) - p - \frac{2}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) \right]} \quad (13)$$

où $K(T)$ est décrite, de façon approchée, par la corrélation suivante :

$$\ln(K) = -\frac{5693,5}{T} - 1.077 \ln(T) - 5.44 \times 10^{-4} T + 1.125 \times 10^{-7} T^2 + \frac{49170}{T^2} + 13,148 \quad (14)$$

où T est la température locale du gaz en Kelvin.

La richesse est alors donnée en fonction de a et K :

$$\Phi = \frac{2 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) (n - a + Ka)}{Ka \frac{m}{2} + (n + a - p)(n - a + Ka)} \quad (15)$$

ou, en fonction du rapport $\alpha = \frac{x_{CO}}{x_{CO_2}}$:

$$\Phi = \frac{2 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) (K + \alpha)}{K \frac{m}{2} + \left(n + \frac{n}{\alpha+1} - p \right) (K + \alpha)} \quad (16)$$

Pour l'heptane :

$$\Phi = \frac{22(K + \alpha)}{8K + 7 \left(1 + \frac{1}{\alpha+1} \right) (K + \alpha)} \quad (17)$$

Généralement, la composition des produits de combustion correspond à un figeage de la réaction à une température de 1700 K, pour laquelle la constante d'équilibre K vaut pratiquement 3,34.