



HAL
open science

Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme

Ludovic Ferrand

► **To cite this version:**

Ludovic Ferrand. Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme. Energie électrique. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2003. Français. NNT : . tel-00005744

HAL Id: tel-00005744

<https://pastel.hal.science/tel-00005744v1>

Submitted on 5 Apr 2004

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

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



N° attribué par la bibliothèque

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

THESE

pour obtenir le grade de
Docteur de l'Ecole des Mines de Paris
Spécialité « Energétique »

présentée et soutenue publiquement par
Ludovic FERRAND

le 25 septembre 2003

Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme

Directeur de thèse : Denis CLODIC

Jury :

Rapporteur	P. LYBAERT	Faculté Polytechnique de Mons
Président	J-F. SACADURA	INSA de Lyon
Examineur	D. CLODIC	Ecole des Mines de Paris
Examineur	P. DUBOIS	Stein-Heurtey
Examineur	K. EL KHOURY	Université Libanaise
Examineur	J-P. SUTEAU	ADEME

à *Stéphanie*

Avant-propos

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au département Recherche & Développement de la société Stein-Heurtey, dans le cadre d'une bourse de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), en collaboration avec le Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris. Ces travaux ont également fait partie intégrante du projet INTERNOx soutenu par l'ADEME, réunissant Gaz de France, IRSID/Arce-
lor et Stein-Heurtey.

Je tiens à remercier Monsieur Patrick Dubois, Directeur Technique de Stein-Heurtey, pour son accueil dans son département et son enthousiasme pour mes travaux.

Je voudrais également remercier mon directeur de thèse Monsieur Denis Clodic de m'avoir donné sa confiance pour mener à bien ce travail. J'ai particulièrement apprécié le soutien qu'il a pu m'apporter et les moyens matériels et scientifiques qu'il sait mettre à disposition.

Je suis très sensible à l'honneur que mon font Messieurs Paul Lybaert, professeur à la faculté Polytechnique de Mons et Jean-François Sacadura, professeur à l'INSA de Lyon en acceptant la charge de rapporteur.

Je remercie Monsieur Patrick Suteau, dont la participation au jury marque le rôle essentiel de l'ADEME dans l'aboutissement de ce sujet de recherche.

Ce travail a été suivi pour Stein-Heurtey par Benoît Crunelle puis Frédéric Marmonier. Je les remercie vivement de leur support et leurs conseils pertinents.

Je remercie Khalil El Khoury, responsable scientifique du Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris, pour son encadrement scientifique très précieux et la qualité de ses rapports humains.

Mes remerciements vont aussi aux chercheurs de la Direction de la Recherche de Gaz de France, en particulier Messieurs Alain Quinqueneau et Frédéric Aguilé pour le suivi du projet INTERNOx et leur relecture de la thèse, Monsieur Philippe Boineau et Madame Lynda Porcheron pour leurs conseils en simulation numérique, et Monsieur Stéphane Maurel pour sa disponibilité concernant l'exploitation des travaux expérimentaux.

J'exprime également ma gratitude à Messieurs Gérard Griffay et Jérôme Muller du centre de recherche IRSID du groupe Arcelor, pour leurs conseils et leur aide concernant la mise en œuvre des essais à échelle semi-industrielle.

J'ai été très sensible au professionnalisme de Messieurs Michel Capovilla et Patrice Sedmak, sans lesquels la campagne d'essais n'aurait pu aboutir. Qu'ils soient de plus remerciés de leur accueil chaleureux au Centre d'Essais de Stein-Heurtey.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance aux ingénieurs de Stein-Heurtey qui ont su me transmettre leurs connaissances et pour leur aide amicale. Messieurs Philippe Marcille, Jean-Claude Montgermont et Patrick Giraud en ce qui concerne la combustion et les brûleurs, Madame Geneviève Delaunay pour son expérience des fours de réchauffage. Mes remerciements vont aussi à Monsieur Jean-Pierre Reboul pour sa disponibilité dans la réalisation des plans de la cellule d'essais.

Je désire également remercier Madame Anne-Marie Pougin, assistante de Monsieur Clodic, ainsi que Mesdames Aline Garnier, Marie-Andrée Lallemand, Josiane Moreau et Claire Rochas pour leur soutien logistique et leur aide concernant notamment les recherches bibliographiques.

Je n'oublie pas l'équipe R & D de Stein-Heurtey, Mesdames Annick Joseph et Catherine Pasquinet, Messieurs Guillaume Antier, Wolf Khun et Camille Moukarzel, préparant sa thèse durant la même période, pour leur sympathie et leur soutien. Ils ont largement contribué à ce que cette thèse se passe dans d'excellentes conditions.

Table des matières

Avant-propos	i
Table des matières	ii
Table des figures	v
Liste des tableaux	xii
Liste des abréviations	xiii
Liste des notations	xvi
Introduction	1
1 Les méthodes de réduction des polluants atmosphériques émis par les grandes installations de combustion	3
1.1 Enjeux	3
1.2 Les fours de réchauffage sidérurgiques	4
1.2.1 Description anatomique des fours	4
1.2.2 Description des brûleurs industriels conventionnels	7
1.3 Les techniques d'amélioration des performances des fours	9
1.3.1 Réduction de la consommation énergétique	9
1.3.2 Réduction des émissions de NO_x	12
1.4 L'Oxydation sans Flamme	17
1.4.1 Historique	17
1.4.2 Description de la technique	18
2 Modélisation fine d'un brûleur à Oxydation sans Flamme et validation expérimentale	23
2.1 Objectifs / Méthodologie	23
2.2 Pré-sélection des modèles de fermeture	24
2.2.1 Modélisation de la turbulence	25
2.2.2 Modélisation du rayonnement	33
2.2.3 Modélisation de la combustion	40
2.3 Validation expérimentale par des mesures dans la flamme	44
2.3.1 Dispositif expérimental	44

TABLE DES MATIÈRES

2.3.2	Mise en œuvre de la simulation	47
2.3.3	Confrontation expérimentale : bilan thermique	51
2.3.4	Confrontation expérimentale : champ de vitesse	53
2.3.5	Confrontation expérimentale : espèces chimiques	54
2.3.6	Confrontation expérimentale : champ de température	55
2.3.7	Choix des modèles	56
2.4	Simplification de la représentation du brûleur	58
2.4.1	Simplification des écoulements	58
2.4.2	Simplification de la combustion	62
2.4.3	Validation du modèle simplifié	64
2.4.4	Optimisation du compromis précision / temps de calcul	70
2.5	Synthèse et conclusions	73
3	Modélisation nodale d'un four de réchauffage sidérurgique et validation sur un four prototype à l'échelle semi-industrielle	75
3.1	Enjeux et choix de la stratégie de modélisation	75
3.2	Développement d'un modèle nodal 3D instationnaire	78
3.2.1	Description du solveur thermique THERMETTE®	78
3.2.2	Représentation des éléments du four	79
3.2.3	Contrôle/Commande	87
3.2.4	Calcul des échanges radiatifs	89
3.2.5	Architecture globale du modèle	99
3.3	Description des essais sur un four prototype	103
3.3.1	Objectifs	103
3.3.2	Description du four d'essais	103
3.3.3	Plan d'expérience	114
3.3.4	Contrôle/Commande	114
3.3.5	Résultats de la campagne d'essais	118
3.3.6	Conclusions	126
3.4	Validation expérimentale du modèle nodal	127
3.4.1	Mise en œuvre du modèle du four prototype	127
3.4.2	Etude de sensibilité	135
3.4.3	Validation expérimentale	142
3.5	Synthèse et conclusions	159
	Conclusions et perspectives	160
A	Conversion des unités d'émissions de NO_x	165
B	Calcul de l'interaction entre jets	167
C	Calcul des chaleurs massiques des espèces chimiques	171
D	Confrontation des résultats du modèle CFD détaillé aux mesures effectuées dans la flamme	173

TABLE DES MATIÈRES

E	Interface utilisateur développée pour le modèle nodal	181
F	Composition des parois du four prototype	185
G	Caractéristiques thermophysiques de l'acier BISRA n°1	187
H	Calcul du bilan thermique à partir des données expérimentales	189
I	Calcul de la température de paroi par méthode inverse	191
	Bibliographie	194

Table des figures

1.1	Process de fabrication de l'acier (document Arcelor).	5
1.2	Vue éclatée d'un four de réchauffage sidérurgique (document Stein-Heurtey).	6
1.3	Brûleurs de voûte.	7
1.4	Brûleur à flamme longue.	8
1.5	Brûleur à modulation de flamme.	8
1.6	Augmentation du rendement de combustion par préchauffage de l'air de combustion [4].	10
1.7	Four de réchauffage équipé d'une zone de récupération et d'un récupérateur (document Stein-Heurtey).	11
1.8	Principe de fonctionnement des brûleurs régénératifs.	11
1.9	Schéma d'un brûleur auto-régénératif (document WS GmbH).	12
1.10	Emissions de NO_x en fonction de la stœchiométrie.	14
1.11	Principe de fonctionnement de la combustion pulsée [77].	15
1.12	Principe de fonctionnement de la recirculation externe des fumées [4].	16
1.13	Classification des brûleurs par type de mélange combustible/comburant [4].	17
1.14	Les différents régimes de combustion. (1) Flamme conventionnelle. (2) Flamme conventionnelle à air fortement préchauffé. (3) Régime d'Oxydation sans Flamme.	19
1.15	Mode flamme conventionnelle [110].	20
1.16	Mode Oxydation sans Flamme [110].	20
1.17	Processus idéalisé de l'Oxydation sans Flamme.	20
1.18	Emissions de NO_x exprimées en NO_2 à 8% d' O_2 , en fonction de la température de l'air de combustion [185].	21
2.1	Vue de face du brûleur axisymétrique (tiré de [151]).	27
2.2	Comparaison du champ de vitesse obtenu expérimentalement (demi-plan supérieur) et par le modèle $k - \epsilon$ standard (demi-plan inférieur).	27
2.3	Comparaison des profils de vitesse obtenus expérimentalement et par les modèles de turbulence.	28
2.4	Configuration étudiée par Grandmaison. (a) schéma (b) maquette expérimentale (tiré de [61]).	29
2.5	Configuration du cas-test.	30
2.6	Enveloppe des jets et vecteurs vitesse dans le plan du brûleur (calcul CFD).	30
2.7	Trajectoires calculées (a) par corrélations et (b) (c) (d) par les modèles de turbulence.	31

TABLE DES FIGURES

2.8	Débit recirculé relatif au point de confluence des jets.	32
2.9	Cas de référence pour la modélisation du rayonnement.	36
2.10	Comparaison des modèles radiatifs sur le cas de référence.	36
2.11	Cellule d'essais de Gaz de France.	45
2.12	(a) Réchauffeur d'air alimentant le brûleur NFK HRS. (b) Face avant du brûleur.	46
2.13	Maillage pour les mesures détaillées dans la flamme.	47
2.14	Géométrie des injecteurs du brûleur NFK HRS-DL.	47
2.15	Géométrie de l'enceinte de combustion.	48
2.16	Maillages dans la zone du brûleur. (a) Maillage de référence. (b) Maillage fin.	50
2.17	Vérification de l'indépendance de la solution sur un profil radial de température.	51
2.18	Profils de températures mesurés et calculés dans l'axe de la voûte (condition de flux en paroi).	52
2.19	Condition initiale de vitesse en régime établi.	53
2.20	Condition initiale de vitesse : hypothèse du profil plat.	54
2.21	Champ de vitesse dans le plan des injecteurs du brûleur NFK.	58
2.22	Comparaison des jets issus (a) de l'injecteur NFK (b) d'un injecteur à élargissement brusque.	60
2.23	Injecteur avec élargissement brusque reproduisant le jet du brûleur NFK.	60
2.24	Comparaison de la décroissance axiale de la vitesse des jets de comburant.	61
2.25	Dimensions de l'injecteur équivalent au brûleur NFK HRS 200kW.	62
2.26	Image de l'enveloppe du terme source calculé par le modèle détaillé.	63
2.27	Dimensions de la zone de combustion simplifiée.	63
2.28	Géométrie et conditions aux limites du cas de validation.	64
2.29	Maillages utilisés pour les modèles détaillés et simplifiés.	65
2.30	Comparaison du modèle détaillé et des modèles simplifiés sur le bilan thermique du four.	65
2.31	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur le champ de vitesse.	66
2.32	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur le champ de vitesse.	66
2.33	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur le champ de température.	67
2.34	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur le champ de température.	68
2.35	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur les échanges vers les parois.	69
2.36	Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur les échanges vers les parois.	69
2.37	Réduction de la taille du maillage du modèle simplifié.	70
2.38	Comparaison des maillages sur le bilan thermique.	71
2.39	Comparaison des maillages sur le champ de vitesse.	71
2.40	Comparaison des maillages sur le champ de température.	72
2.41	Comparaison des maillages sur les échanges thermiques en paroi.	72

TABLE DES FIGURES

3.1	Représentation des parois multi-couches dans le modèle nodal.	79
3.2	Représentation de la charge par un réseau de branches dans le modèle nodal.	81
3.3	Evolution de la conductance radiative entre un produit et une section de voûte située à mi-four, en fonction de sa position dans le four.	82
3.4	Fonctionnement cyclique d'une matrice régénérative.	83
3.5	Comparaison des matrices à billes et à nids d'abeille [168].	84
3.6	Enthalpie de l'air et des fumées issues de la combustion d'un gaz naturel (GN) en fonction de la température.	86
3.7	Schématisme d'un système à réguler.	88
3.8	Flux incident, réfléchi et émis d'un élément de surface.	90
3.9	Limites d'une surface vue d'un point d'une autre surface.	93
3.10	Approximation des flux plans.	94
3.11	Utilisation des facteurs surface - surface fictives pour calculer les facteurs surface - volume et volume - volume [44].	95
3.12	Temps de calcul des facteurs d'échange total (processeur 1,5GHz).	96
3.13	Illustration du repérage des facteurs pour une enceinte avec $N_i = 3, N_j =$ $3, N_k = 4$ [192].	96
3.14	Réseau simplifié du modèle nodal.	100
3.15	Architecture globale du modèle nodale 3D instationnaire.	101
3.16	Vue des injecteurs du brûleur NFK en fonctionnement.	104
3.17	Identification des différents organes du brûleur NFK.	104
3.18	Photographie d'un des modules en structure nid d'abeille constituant le bac régénératif.	105
3.19	Instrumentation des brûleurs.	105
3.20	Géométrie du four sur lequel ont été appliqués les critères de similitude [194].	106
3.21	(a) Vue générale du four d'essais. (b) Vue intérieure du four.	108
3.22	Points de mesure de la température des parois.	108
3.23	Instrumentation en température des parois par méthode directe.	109
3.24	Instrumentation en température des parois par méthode inverse.	109
3.25	Instrumentation en température des parois par méthode inverse.	110
3.26	Photographie de la brame sur l'enfourneuse manuelle.	111
3.27	Position des thermocouples dans la brame.	112
3.28	Vue globale de l'instrumentation du four prototype.	113
3.29	(a) Enfournement de la brame. (b) Réchauffage de la brame par les brûleurs. (c) Défournement de la brame.	113
3.30	Evolution des débits des fluides en mode de régulation impulsif.	115
3.31	Schéma fluide de la régulation des brûleurs.	115
3.32	Evolution de la pression four.	116
3.33	Schéma fluide incluant la régulation en température des fumées.	117
3.34	Régulation en température des fumées issues des bacs régénératifs.	117
3.35	Courbes de températures obtenues lors de l'essai longue durée.	118
3.36	Courbes de températures obtenues lors de l'essai longue durée.	119
3.37	Bilan thermique instantané au cours de l'essai longue durée.	120
3.38	Influence du taux d'aspiration sur (a) le rendement de combustion du four et (b) sur la différence de température entre l'air préchauffé et les fumées. .	121

TABLE DES FIGURES

3.39	Influence de la demande calorifique sur le rendement des bacs régénératifs.	122
3.40	Influence de la température des fumées sur les émissions de NO_x (facteur d'air = 1.1).	123
3.41	Influence du facteur d'air sur les émissions de NO_x ($T_{fumées}=1160^{\circ}C$).	124
3.42	Influence du facteur d'air sur les émissions de NO_x ($T_{fumées}=1160^{\circ}C$).	124
3.43	Profils de température dans l'axe de la voûte (consigne de température du four = $1300^{\circ}C$).	125
3.44	Visualisation des branches 1D représentant les parois du four prototype.	127
3.45	Discrétisation de l'enceinte : (a) discrétisation minimale. (b) discrétisation fine dans l'axe du four.	128
3.46	Profil de température mesuré au sein de la paroi latérale du four prototype en régime stationnaire.	129
3.47	Champ de température sur les faces externes du four prototype. (a) four avec porte d'enfournement. (b) sans porte.	129
3.48	Dépense thermiques dues à la porte d'enfournement en fonction de la température de l'enceinte.	130
3.49	Discrétisation de la charge : (a) 3×3 branches. (b) 7×7 branches.	130
3.50	Gradient thermique dans les supports de la charge.	131
3.51	Découpage de l'enceinte en 4 volumes de fumées.	132
3.52	Circulation des fumées dans les différents nœuds du réseau.	134
3.53	Courbes de référence pour l'étude de sensibilité.	136
3.54	Sensibilité des résultats à l'émissivité des parois.	137
3.55	Sensibilité des résultats à l'émissivité de la brame d'acier.	137
3.56	Comparaison des diffusivités des aciers BISRA n°1, n°3 et n°20 en fonction de la température.	139
3.57	Sensibilité des résultats aux propriétés thermophysiques de l'acier.	139
3.58	Influence des propriétés thermophysiques de l'acier sur le gradient « cœur – peau » de la charge.	140
3.59	Sensibilité des résultats au coefficient de transfert convectif.	141
3.60	Sensibilité des résultats à la méthode de calcul des propriétés radiatives des fumées.	142
3.61	Essai n°1 : comparaison du calcul de la demande calorifique avec les mesures.	144
3.62	Essai n°1 : bilan thermique calculé par le modèle nodal.	144
3.63	Essai n°1 : comparaison du calcul du rendement de combustion avec les mesures.	145
3.64	Essai n°1 : comparaison du calcul des températures des fluides avec les mesures.	146
3.65	Essai n°1 : comparaison du calcul des températures de parois avec les mesures.	147
3.66	Essai n°1 : comparaison du calcul des températures dans la brame avec les mesures.	147
3.67	Essai n°1 : comparaison du calcul du gradient cœur - peau de la brame avec les mesures.	148
3.68	Essai n°1 : écart relatif entre les calculs et les mesures de température de paroi et de brame.	149

TABLE DES FIGURES

3.69	Essai n°1 : comparaison du calcul de l'hétérogénéité thermique avec les mesures.	150
3.70	Essai n°2 : comparaison du calcul de la demande calorifique avec les mesures.	152
3.71	Essai n°2 : bilan thermique calculé par le modèle nodal.	152
3.72	Essai n°2 : comparaison du calcul du rendement de combustion avec les mesures.	153
3.73	Essai n°2 : comparaison du calcul des températures des fluides avec les mesures.	154
3.74	Essai n°2 : comparaison du calcul des températures de parois avec les mesures.	154
3.75	Essai n°2 : comparaison du calcul des températures dans la brame avec les mesures.	155
3.76	Essai n°2 : comparaison du calcul du gradient cœur - peau de la brame avec les mesures.	156
3.77	Essai n°2 : écart relatif entre les calculs et les mesures de température de paroi et de brame.	156
3.78	Essai n°2 : comparaison du calcul de l'hétérogénéité thermique avec les mesures.	157
D.1	Confrontation des profils de vitesse dans l'enceinte; hypothèse de régime établi pour la condition initiale.	173
D.2	Confrontation des profils de vitesse dans l'enceinte; hypothèse du profil plat pour la condition initiale.	174
D.3	Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures d' O_2	174
D.4	Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de CO_2	174
D.5	Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de CO	175
D.6	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures d' O_2	175
D.7	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures de CO_2	175
D.8	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures d' O_2	176
D.9	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures de CO_2	176
D.10	Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures d' O_2	176
D.11	Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de CO_2	177
D.12	Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de CO	177
D.13	Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de température.	177
D.14	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures de température.	178
D.15	Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures de température.	178

D.16	Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de température.	179
E.1	Interface utilisateur du modèle nodal : écran principal.	181
E.2	Interface utilisateur du modèle nodal : gestion de la régulation.	182
E.3	Interface utilisateur du modèle nodal : gestion des calculs.	182
E.4	Visualisation du maillage sous Medit [51] pour le calcul des échanges radiatifs.	183
E.5	Interface utilisateur du modèle nodal : post-traitement des simulations.	183
I.1	Séparation du domaine en 2 régions de calcul.	192
I.2	Molécules de calcul des températures dans la région directe.	193
I.3	Molécules de calcul des températures dans la zone inverse.	194

Liste des tableaux

2.1	Différences observées entre les modèles de turbulence et les corrélations. . .	32
2.2	Coefficients utilisés pour alimenter le modèle EBU.	42
2.3	Conditions aux limites du modèle CFD.	49
2.4	Modèles choisis pour les simulations.	49
2.5	Bilan thermique mesuré et calculé en imposant une condition de flux en paroi.	52
2.6	Bilan thermique mesuré et calculé en imposant une condition de température en paroi.	52
2.7	Modèles préconisés pour la simulation d'un brûleur à Oxydation sans Flamme.	57
2.8	Conditions de fonctionnement du brûleur NFK HRS.	61
2.9	Caractéristiques calculées du jet de fumées équivalent.	62
2.10	Comparaison de la taille des maillages et des temps de calcul (PC de fréquence 1,5GHz).	70
3.1	Facteurs d'échanges utilisés dans l'analyse des transferts radiatifs.	90
3.2	Comparaison des facteurs d'échange direct calculés par Modray avec les résultats de Yuen et Takara [192].	97
3.3	Coefficients du modèle de somme pondérée de gaz gris de Smith et al. [158].	99
3.4	Composition volumique du gaz naturel.	106
3.5	Description des paramètres d'influence.	114
3.6	Lois expérimentales donnant l'efficacité et le rendement du système régénératif en fonction de la demande calorifique.	133
3.7	Scénarios des deux essais de validation.	135
3.8	Composition de trois aciers de la table BISRA.	138
3.9	Exemples de calcul du coefficient d'échange convectif.	140
C.1	Chaleur massique des espèces chimiques communes [$J.kg^{-1}.K^{-1}$].	172
F.1	Composition de la sole (de l'intérieur vers l'extérieur du four)	185
F.2	Composition des parois latérales (de l'intérieur vers l'extérieur du four) . .	186
F.3	Composition de la voûte	186
G.1	Masse volumique de l'acier BISRA n°1 [$kg.m^{-3}$].	187
G.2	Chaleur massique de l'acier BISRA n°1 [$J.kg^{-1}.K^{-1}$].	188
G.3	Conductivité thermique de l'acier BISRA n°1 [$W.m^{-1}.K^{-1}$].	188

Liste des abréviations

ADL	: Anémométrie laser à effet Doppler
ASM	: Algebraic Stress Model
CFD	: Computational Fluid Dynamics (Mécanique des Fluides Numérique)
CK	: Correlated K-distribution
DNS	: Direct Numerical Simulation
DFI	: Direct Fuel Injection
DO	: Discrete Ordinates
DTM	: Discrete Transfer Method
EBU	: Eddy Break-Up
ETR	: Equation du Transfert Radiatif
EWB	: Edwards Wide Band
FGR	: Flue Gas Recirculation
FLOX	: Flameless Oxydation
FVM	: Finite Volume Method
GG	: Gaz Gris
GWl	: Gas Wärme Institute
HiTAC	: High Temperature Air Combustion
HRS	: High-cycle Regenerative System
INTERNOx	: Projet pour l'Intégration des nouvelles techniques performantes bas- NO_x dites « Oxydation sans Flamme » dans les procédés industriels fonctionnant au gaz naturel
IPPC	: Integrated Pollution Prevention and Control
LBL	: Line-By-Line
LDV	: Laser Doppler Velocimetry
LES	: Large Eddy Simulation
LNI	: Low- NO_x Injection
MTD	: Meilleure Technique Disponible
NEDO	: New Energy and Industrial Technology Development Organization
NFK	: Nippon Furnace Kogyo Kaisha
OEC	: Oxygen-Enhanced Combustion
PDF	: Probability Density Function (Fonction de Densité de Probabilité)
P-N	: Harmoniques Sphériques à l'ordre N
RANS	: Reynolds-Averaged Navier Stokes
RNG	: Renormalization Group
RSM	: Reynolds Stress Model

LISTE DES ABRÉVIATIONS

SCR	:	Selective Catalytic Reduction
SNB	:	Statistical Narrow Band
SNPS	:	Sonic Nozzle Probe Sampling
WSGG	:	Weighted Sum of Grey Gas

Liste des notations

Lettres latines

A, B	[–]	coefficients empiriques du modèle de combustion EBU
c	[$kg.m^{-3}$]	concentration
C	[$W.m^{-3}$]	charge volumique
C_p	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	chaleur massique à pression constante
DC	[%]	demande calorifique
e	[m]	épaisseur
E	[$W.m^{-2}$]	émittance totale du corps noir
f	[–]	fraction de mélange
F_{ij}	[m^2]	facteur d'échange total entre deux entités (surfaces ou volumes)
$\overline{g_i g_j}$	[m^2]	facteur d'échange direct entre deux volumes gazeux
$\overline{g_i s_j}$	[m^2]	facteur d'échange direct entre un volume gazeux et une surface
G	[$W.K^{-1}$]	conductance
G	[N]	impulsion ou flux de quantité de mouvement
h	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]	coefficient de transfert convectif
H	[$W.m^{-2}$]	éclairage
I	[$W.m^{-2}.sr^{-1}$]	luminance
K	[–]	débit recirculé relatif
K	[$W.K^{-1}$]	coefficient de transmission thermique global
k	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]	conductivité thermique
k	[$m^2.s^{-2}$]	énergie cinétique turbulente
m	[kg]	masse
\dot{m}	[$kg.s^{-1}$]	débit massique
p	[Pa]	pression
P	[$kg.m^{-1}.s^{-3}$]	terme de production de l'énergie cinétique turbulente
P	[W]	puissance
PCI	[$J.kg^{-1}$]	pouvoir calorifique inférieur
Q	[W]	flux de chaleur
q	[$W.m^{-2}$]	densité de flux de chaleur surfacique

LISTE DES NOTATIONS

R	$[mol.m^{-3}.s^{-1}]$	taux de réaction
r_f	$[-]$	coefficient stœchiométrique
$\overline{s_i s_j}$	$[m^2]$	facteur d'échange direct entre deux surfaces
$\overline{S_i S_j}, \overline{G_i S_j}, \overline{G_i G_j}$	$[m^2]$	facteurs d'échange total
S	$[m^2]$	surface
t	$[s]$	temps
T	$[K]$	température
TS	$[W.m^{-3}]$	terme source
u_i, U, V	$[m.s^{-1}]$	vitesse moyenne
u'_i	$[m.s^{-1}]$	fluctuation de la vitesse moyenne
V	$[m^3]$	volume
W	$[W.m^{-2}]$	radiosité
x_i, x, y	$[m]$	coordonnées cartésiennes

Lettres grecques

β	$[-]$	fonction de densité de probabilité
β	$[K^{-1}]$	coefficient de dilatation thermique
δ_{ij}	$[-]$	symbole de Kronecker
ϵ	$[-]$	émissivité
ε	$[N.s^{-1}.m^{-2}]$	taux de dissipation de la turbulence
η	$[\%]$	rendement
ϕ	$[-]$	fonction de phase
κ	$[m^{-1}]$	coefficient d'absorption
λ	$[\mu m]$	longueur d'onde
μ	$[N.s^{-1}.m^{-2}]$	coefficient de viscosité
μ_t	$[N.s^{-1}.m^{-2}]$	coefficient de viscosité turbulente
ν	$[m^2.s^{-1}]$	coefficient de viscosité cinématique
Φ	$[-]$	terme de dissipation par frottement visqueux
ϕ	$[-]$	variables du système étudié
ρ	$[kg.m^{-3}]$	masse volumique
ρ	$[-]$	réflectivité
σ	$[W.m^{-2}.K^{-4}]$	constante de Stefan-Boltzmann ($= 5.67 \times 10^{-8}$)
σ	$[-]$	écart-type
σ	$[m^{-1}]$	coefficient de diffusion spectral
$\tau_{uu}, \tau_{vv}, \tau_{uv}$	$[N.m^{-2}]$	tensions de Reynolds

Indices inférieurs

0	valeur aux conditions normales (0 °C, 1 bar)
b	relatif au corps noir
c	confluence
brame	relatif à la brame d'acier
chem	relatif à la cheminée
comb	relatif au rendement de combustion
e	entrée d'un échangeur de chaleur
eq	équivalent
f	relatif au combustible
moy	moyenne
ox	relatif au comburant
p	relatif aux produits de combustion
parois	relatif aux parois
ref	référence
rege	relatif au système régénératif
s	sortie d'un échangeur de chaleur

Opérateurs

$\bar{\phi}$	opérateur de moyenne temporelle (moyenne de Reynolds)
$\tilde{\phi}$	opérateur de moyenne de Favre

Nombres adimensionnels

C_t	$\frac{G_f}{G_p} + \frac{G_{ox}}{2G_p} - 0.5$	nombre de Craya-Curtet
Gr	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$	nombre de Grashof
Nu	$\frac{hL}{k}$	nombre de Nusselt
Pr	$\frac{C_p\mu}{k}$	nombre de Prandtl
Ra	$Gr.Pr$	nombre de Rayleigh
Re	$\frac{UL}{\nu}$	nombre de Reynolds

Introduction

Dans le secteur de la sidérurgie, le contexte réglementaire en terme d'émissions polluantes ainsi que l'élévation de plus en plus rapide du niveau de qualité des produits incite les industriels à améliorer constamment les équipements thermiques jalonnant toute la chaîne d'élaboration de l'acier. Le four de réchauffage sidérurgique est un des principaux consommateurs d'énergie de cette chaîne. Ce procédé a pour objectif d'élever la température de brames d'acier (pesant plusieurs tonnes) de la température ambiante jusqu'à environ 1200°C. Les brames peuvent alors être laminées, pour réduire leur épaisseur à quelques millimètres seulement.

Le type de brûleurs à gaz utilisé détermine en grande partie les performances d'un four, tant au niveau des émissions qu'au niveau de la qualité de chauffe. Une nouvelle technologie de combustion, les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme, semble prometteuse en terme de diminution de gaz à effet de serre (CO_2) et d'oxydes d'azote (NO_x), tout en apportant une meilleure qualité de chauffe. Le premier chapitre de ce mémoire décrit le fonctionnement des fours de réchauffage sidérurgiques et dresse le panorama des techniques actuelles d'amélioration de leurs performances. Les recherches sur les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme sont particulièrement détaillées.

Le transfert de cette technologie vers une réalisation industrielle nécessite auparavant d'en maîtriser les risques. La modélisation est la passerelle désormais indispensable pour étudier les nouvelles technologies avant leur implantation sur site. Concernant l'Oxydation sans Flamme, les travaux de modélisation effectués ne permettent de conclure que partiellement quant aux performances d'un four de réchauffage équipé de tels brûleurs.

La modélisation des équipements thermiques consiste à reproduire leur fonctionnement à l'aide d'outils mathématiques. Les phénomènes à prendre en compte étant particulièrement complexes (écoulements turbulents, combustion, rayonnement thermique), les hypothèses de représentation physique varient d'un modèle à un autre suivant le type d'utilisation recherché. L'objectif des présents travaux est de développer une stratégie de modélisation globale permettant d'étudier les fours de réchauffage sidérurgiques en général, et de faciliter l'intégration de la technologie des brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme en particulier. Pour ce faire, deux approches de modélisation complémentaires ont été mises en œuvre.

La première est désignée sous le nom générique CFD (Mécanique des Fluides Numérique). Cet outil consiste à résoudre les équations de l'aéro-thermo-chimie (écoulements turbulents, transferts thermiques, combustion) sous leur forme différentielle, sur la géométrie de l'enceinte de combustion préalablement maillée en éléments de volumes. Un modèle CFD permet d'obtenir une quantité d'information importante concernant l'allure des écoulements et le développement de la zone de combustion induite par un type de brûleur. La qualité de chauffage peut ainsi être évaluée. La difficulté de mise en œuvre d'un tel modèle réside dans le choix des hypothèses de représentation des phénomènes, qui doit être en adéquation avec le problème étudié. Cette discussion est l'objet de la première partie du chapitre 2. Un cas réel de fonctionnement d'un brûleur à Oxydation sans Flamme est ensuite simulé. Il s'agit d'un four d'essai en régime parfaitement stationnaire, sur lequel des mesures détaillées au sein même de la flamme ont été effectuées. Cette campagne de mesures a été réalisée par la Direction de la Recherche de Gaz de France. Le modèle CFD a enfin pu être validé grâce à la confrontation des résultats aux données expérimentales.

Un tel modèle permet d'étudier finement une géométrie de brûleur, afin de prédire ses caractéristiques de combustion. Sa mise en œuvre pour simuler un four de réchauffage équipé de plusieurs dizaines de brûleurs est cependant inenvisageable actuellement à cause de la limitation des puissances de calcul. Un outil de simulation intermédiaire a donc été développé, toujours dans l'optique de la stratégie globale de modélisation. Cet outil est basé sur la CFD, mais contient des hypothèses de représentation permettant d'améliorer considérablement le compromis précision / temps de calcul (cf. dernière partie du chapitre 2). Il est alors possible d'étudier des installations multi-brûleurs, en particulier du point de vue du champ aéraulique et thermique.

La modélisation CFD est essentiellement dédiée aux régimes stationnaires, principalement à cause des temps de calcul. Afin de compléter la démarche de modélisation, un outil prenant en charge les phénomènes instationnaires est indispensable. En effet, les changements de consigne, les arrêts / reprises de production, les changements de type d'acier sont fréquents sur les sites industriels, et influencent largement les performances des fours sur une période de fonctionnement. L'approche choisie est basée sur la méthode nodale (cf. chapitre 3). Les hypothèses contenues dans ce type de modèle sont d'abord exposées. L'accent est particulièrement porté sur la prise en compte du rayonnement thermique et la représentation du système régénératif. Un four prototype équipé de brûleurs à Oxydation sans Flamme a ensuite été dimensionné et instrumenté. Son fonctionnement reproduit le plus fidèlement possible le fonctionnement réel d'un four de réchauffage sidérurgique, à une échelle inférieure. Ceci permet de maîtriser au mieux les conditions de fonctionnement, et de réaliser des mesures en régime instationnaire, propres à valider le modèle nodal (cf. dernière partie du chapitre 3). Cet outil de modélisation nodal est complémentaire aux modèles CFD, car il permet d'obtenir des informations sur le rendement global de l'installation et sur la réponse de l'équipement thermique à des sollicitations, ceci pour un temps de mise en œuvre très inférieur.

Les avantages offerts par les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme appliqués aux fours sidérurgiques sont ainsi démontrés par ces travaux de modélisation.

Chapitre 1

Les méthodes de réduction des polluants atmosphériques émis par les grandes installations de combustion

1.1 Enjeux

Le dioxyde de carbone (CO_2) et les oxydes d'azote (NO_x) sont les principaux polluants émis par les installations de combustion. Le CO_2 est le principal gaz à effet de serre, et les NO_x ont des effets sur l'écosystème (pluies acides, pollution photochimique, eutrophisation), sur la destruction de la couche d'ozone stratosphérique ainsi que sur la santé humaine. A titre d'exemple, le NO_2 est 40 fois plus toxique que le CO car il pénètre profondément dans les poumons.

Les travaux de recherche sont particulièrement actifs dans le domaine de la combustion propre, d'autant plus que le contexte réglementaire est de plus en plus exigeant. Différents accords internationaux (protocole de Kyoto, directives européennes, protocole de Göteborg) vont amener les Etats à réduire de manière significative leurs émissions de polluants atmosphériques. En ce qui concerne les sources industrielles, la directive européenne IPPC (Integrated Pollution Prevention and Control) se veut un vecteur de progrès, en imposant pour les installations neuves ou existantes l'utilisation des Meilleures Techniques Disponibles (MTD).

Parallèlement à la maîtrise des rejets de polluants, les contraintes économiques sont également sources de progrès. Les exploitants d'installations de combustion cherchent

1.2. LES FOURS DE RÉCHAUFFAGE SIDÉRURGIQUES

à diminuer leur consommation d'énergie. Ceci est d'autant plus vrai lorsqu'une énergie fossile est utilisée (gaz, pétrole, etc.), car son coût est aléatoire.

La technologie des brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme fait partie des solutions issues de cette démarche d'amélioration.

Le procédé industriel visé dans cette étude, le four de réchauffage sidérurgique, est d'abord décrit (§ 1.2). Ces fours sont particulièrement concernés par les normes environnementales : en Europe, les fours de réchauffage représentent 0,3% des émissions totales de NO_x (50 000 tonnes/an) et 0,6% des émissions de CO_2 (30 millions de tonnes/an). En France, ils sont responsables d'entre 15 et 25% des émissions de NO_x du secteur de la sidérurgie (source : CORINAIR90).

Ensuite, un panorama des techniques de réduction de la consommation énergétique (synonyme de réduction des émissions de CO_2) et de réduction du polluant NO_x sera présenté, en indiquant pour chacune les avantages et les limitations de leur utilisation sur les fours de réchauffage (§ 1.3).

Enfin, la technique de réduction de polluants appelée « Oxydation sans Flamme » sera décrite dans le § 1.4. Adjointe à un système de récupération de chaleur performant (système régénératif), cette technique permet de limiter à la fois les émissions de CO_2 et de NO_x , et semble tout-à-fait applicable aux fours de réchauffage sidérurgiques.

1.2 Les fours de réchauffage sidérurgiques

1.2.1 Description anatomique des fours

Dans la chaîne de fabrication des aciers plats, les fours de réchauffage se situent immédiatement après la coulée continue (cf. figure 1.1). La coulée continue consiste à guider l'acier liquide dans un train de rouleaux, pour former une bande. Cette bande est débitée en semi-produits qui pèsent de 5 à 30 tonnes, et mesurent jusqu'à 15 m. La forme de ces semi-produits peut être parallélépipédique (brames ou billettes), ou en forme de H (beam blank). Ils sont ensuite stockés dans une zone où ils refroidissent, afin de pouvoir effectuer un premier contrôle de qualité. Cette zone de stockage permet également de conserver une certaine souplesse de production.

Le rôle du four de réchauffage est d'élever la température des produits à un niveau où leur rhéologie permet leur mise en forme à des taux de déformation importants. Ils passent alors dans le laminoir à chaud où leur épaisseur est réduite à quelques millimètres, avant d'être mis en bobines de tôle ou de fil respectivement dans le cas des brames et des billettes. De la même manière, les beam blank permettent de produire des poutrelles.

1.2. LES FOURS DE RÉCHAUFFAGE SIDÉRURGIQUES

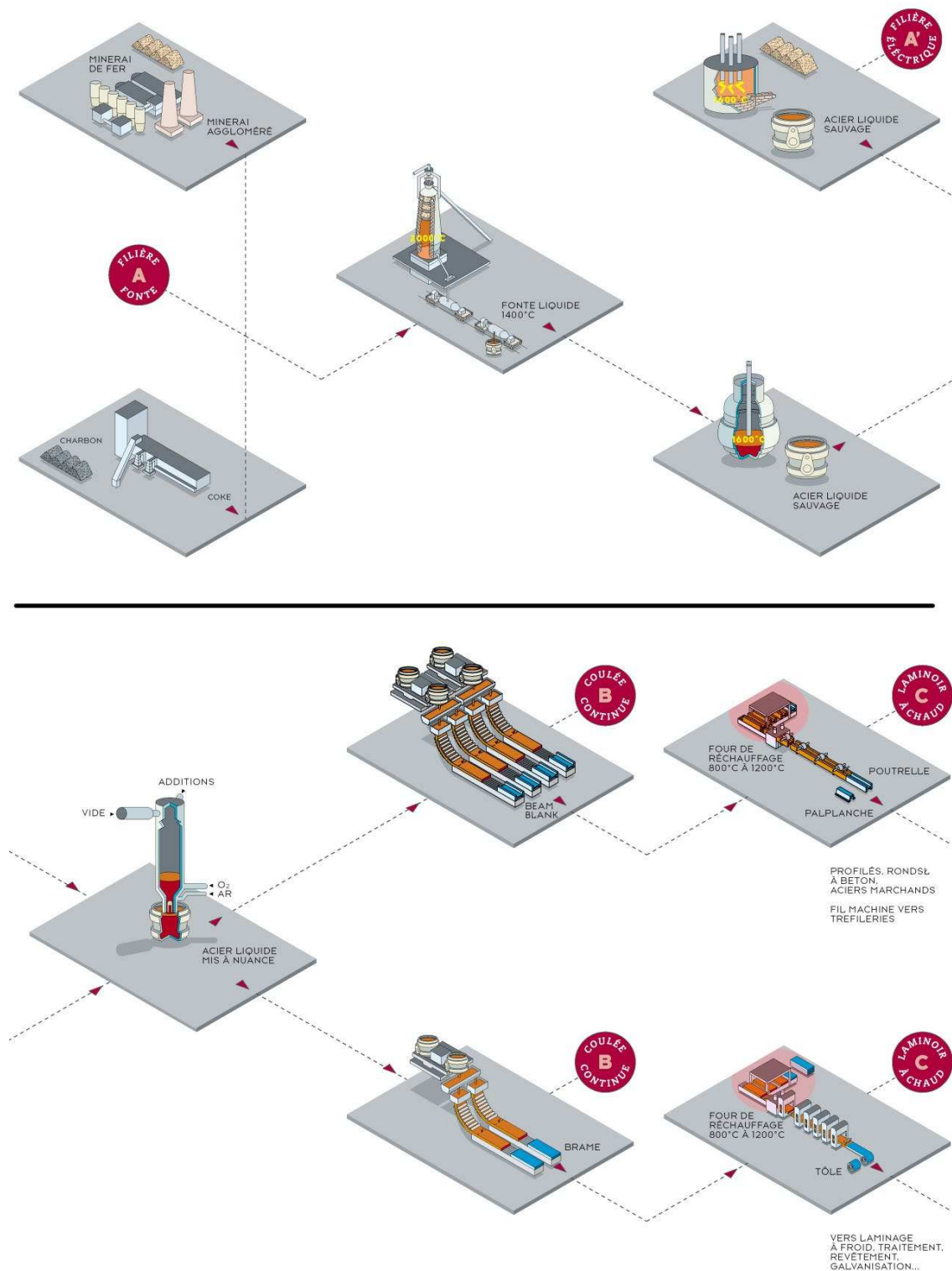


Figure 1.1 – Process de fabrication de l'acier (document Arcelor).

1.2. LES FOURS DE RÉCHAUFFAGE SIDÉRURGIQUES

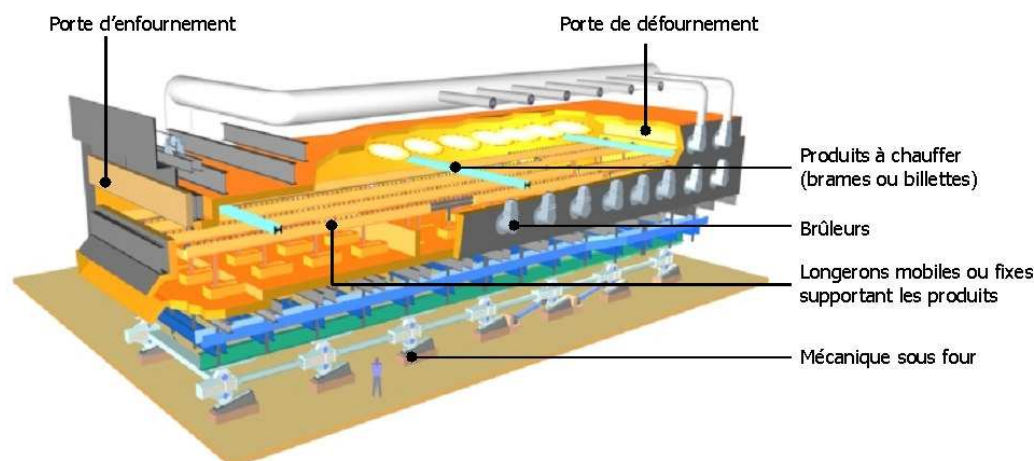


Figure 1.2 – Vue éclatée d'un four de réchauffage sidérurgique (document Stein-Heurtey).

L'enceinte des fours (cf. figure 1.2) est généralement séparée en plusieurs zones de chauffe supérieures et inférieures. Les produits enfournés à mi-hauteur traversent successivement une zone sans brûleur (dite *zone de récupération* où les fumées épuisent leur chaleur vers la charge), des zones équipées de brûleurs de puissance élevée (*zones de chauffe*), et enfin une zone équipée de brûleurs de moindre puissance, dont le rôle est d'homogénéiser la température dans l'épaisseur des brames (*zone d'égalisation*). La chaleur est transférée des brûleurs vers les produits et les parois pour la plus grande part par rayonnement thermique. Suivant la taille des produits à chauffer, un four mesure entre 35 et 55 m de long, et entre 8 et 15 mètres de large. La capacité de production peut atteindre 500 tonnes d'acier par heure.

Dans tous les domaines d'application des aciers plats (automobile, construction, électroménager, emballage, etc.), l'innovation s'accélère. Cela se traduit par une gamme d'aciers de plus en plus étendue (en terme de nuance, revêtement, résistance mécanique ou thermique, etc.). A titre d'exemple, une automobile comporte aujourd'hui plus de 50 aciers différents. De plus, l'offre se renouvelle de plus en plus rapidement. Un producteur d'aciers comme Arcelor renouvelle 50% de sa gamme tous les 5 ans.

Les fours de réchauffage sidérurgiques doivent répondre à ces nouvelles contraintes. Pour cela, la conception de ces fours intègre les notions de flexibilité, de contrôle de l'atmosphère dans l'enceinte de combustion, d'homogénéité thermique des produits sortant du four. Le principal moyen pour parvenir aux performances souhaitées est d'agir sur l'équipement thermique, c'est-à-dire les brûleurs équipant les fours. Ainsi, les « stratégies » de chauffage n'ont cessé d'évoluer ces dernières décennies. Les types de brûleurs communément utilisés actuellement sont décrits au paragraphe suivant.



Figure 1.3 – Brûleurs de voûte.

1.2.2 Description des brûleurs industriels conventionnels

Les fours sont équipés de brûleurs de puissance et de forme différentes suivant la zone de chauffe. Les brûleurs de zone supérieure sont d'ordinaire positionnés latéralement. Les anciennes générations de four comportaient des brûleurs en voûte ou des brûleurs frontaux dont la flamme se développait dans le sens d'avancement des produits. Les zones inférieures sont équipées de brûleurs latéraux ou plus rarement frontaux.

A titre d'ordre de grandeur, un four conçu pour réchauffer 360 tonnes d'acier froid par heure nécessitera une puissance thermique installée de 126 MW, ce qui en fait le plus gros consommateur de gaz de l'usine intégrée de fabrication d'acier.

Le brûleur de voûte

Ce brûleur est placé sur la voûte des fours de réchauffage (cf. figure 1.3). La flamme développée se plaque contre la voûte grâce à une géométrie en « tulipe » et à une mise en rotation radiale des fluides. Sa puissance est comprise entre 0,2 et 2 MW. A l'origine, ces brûleurs ont été mis en œuvre pour améliorer l'homogénéité thermique de la voûte, qui se traduit théoriquement par une meilleure homogénéité dans la longueur des produits. Cependant, plusieurs inconvénients tendent à faire disparaître cette technologie :

- Lorsque que le plan de chargement n'est pas homogène, c'est-à-dire lorsque les dimensions et le positionnement des produits varient, la température de la voûte n'est plus homogène. En effet, les zones du four sans brame surchauffent considérablement.
- Les vitesses d'éjection du combustible et du comburant sont faibles, ce qui favorise la production de NO_x .

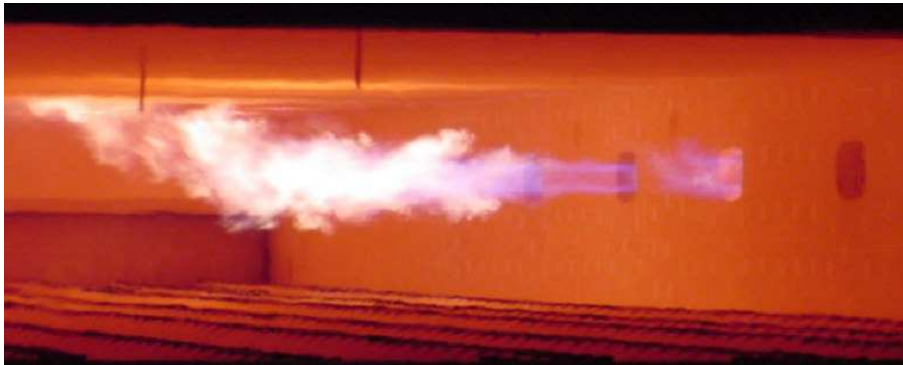


Figure 1.4 – Brûleur à flamme longue.

Le brûleur latéral à flamme longue

Simple et robuste, ce brûleur développe une flamme longue (supérieure à 4 m) et à forte impulsion axiale (cf. figure 1.4). Sa puissance est comprise entre 1 et 10 MW. Il se situe généralement en zone de préchauffage. Cette technologie disparaît également progressivement, car les moyens d’agir sur la flamme sont nuls. En cas de plan de chargement hétérogène, les gradients de température créés sur les produits seront visibles au défournement.

Le brûleur latéral à modulation de flamme

Ce brûleur est du type flamme longue, mais comporte deux arrivées d’air séparées pilotables, ce qui permet de moduler la longueur de flamme en fonction du besoin (cf. figure 1.5). La gestion des problèmes d’hétérogénéité de chauffe liés à des lits irréguliers de brames est ainsi largement facilitée. Sa puissance est comprise entre 1 et 12 MW.

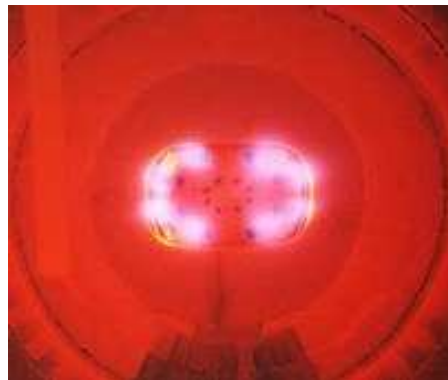


Figure 1.5 – Brûleur à modulation de flamme.

1.3 Les techniques d'amélioration des performances des fours

1.3.1 Réduction de la consommation énergétique

La zone de récupération

Afin d'épuiser l'enthalpie des fumées chaudes issues de la combustion, une zone sans brûleur est située immédiatement après l'enfournement des brames. Sa longueur varie de 10 à plus de 20 m (cf. figure 1.7). Les échanges radiatifs et convectifs permettent d'abaisser la température des fumées jusqu'à environ 600 °C, alors que la température des brames enfournées froides peut atteindre 400 °C en fin de zone de récupération. La longueur des zones de récupération est limitée par le risque de condensation des fumées si leur température est trop basse.

Le préchauffage de l'air de combustion

Depuis les années 80, la majeure partie des fours industriels comporte des systèmes de récupération de chaleur sur les produits de combustion, pour préchauffer l'air de combustion. La figure 1.6 montre l'augmentation du rendement de combustion (available heat) avec le préchauffage de l'air, pour différents combustibles (hydrogène, méthane, propane). Ce calcul a été effectué à la stœchiométrie et pour une température de sortie des fumées de 1366 K.

Le préchauffage de l'air permet d'augmenter la température adiabatique de flamme, ou température théorique de combustion. C'est la température à laquelle seraient portés les produits de combustion si toute la chaleur dégagée par la réaction était utilisée à les échauffer.

La diminution des émissions de CO_2 engendrée par l'augmentation du rendement est importante, mais au prix d'une augmentation des émissions de NO_x . En effet, les NO_x se forment majoritairement selon le mécanisme du NO thermique (dit mécanisme de Zeldovitch) : à plus de 1600°C, en présence d'azote et d'oxygène, les niveaux de formation sont considérables. Le préchauffage de l'air augmente la température adiabatique de flamme, ce qui induit des pics de température très élevés, sièges de formation de NO_x .

Afin de limiter ce phénomène, des procédés ont été mis au point pour conserver les avantages du préchauffage de l'air de combustion tout en conservant des émissions de NO_x raisonnables. Ces techniques sont décrites à la section 1.3.2.

En ce qui concerne la récupération de l'enthalpie des fumées sortant du four et son

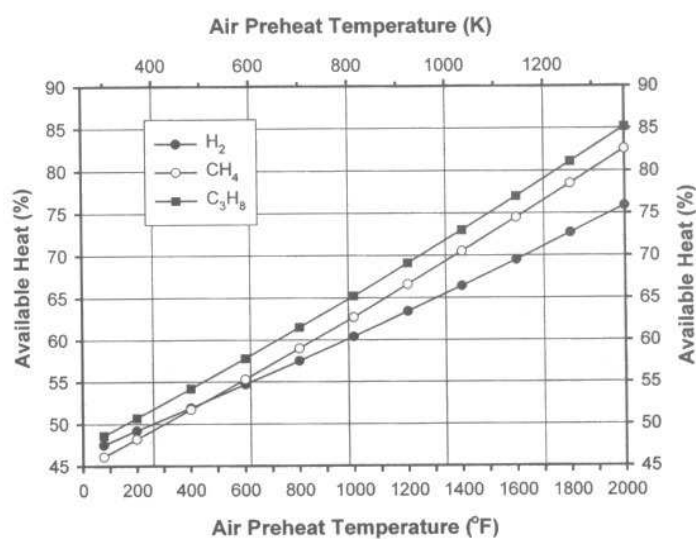


Figure 1.6 – Augmentation du rendement de combustion par préchauffage de l'air de combustion [4].

transfert à l'air de combustion, deux technologies principales co-existent :

Les récupérateurs. Ces échangeurs de chaleur tubulaires à contre-courant permettent de préchauffer l'air jusqu'à environ 600°C. Cette limitation est fixée par la tenue thermique des matériaux. En effet, pour des raisons économiques, les échangeurs métalliques sont préférés aux échangeurs en céramique résistant à haute température. La figure 1.7 montre un four équipé d'un récupérateur dans les carnaux de cheminée (conduits acheminant les fumées vers la cheminée). Ces installations sont très compactes car elles s'insèrent directement dans les conduits. Il existe d'autres configurations, où le récupérateur est installé sur la voûte du four, ce qui permet de gagner de la surface au sol. L'air de combustion est entraîné par des ventilateurs, il passe à travers le récupérateur avant d'être distribué dans tous les brûleurs par des conduites calorifugées.

Les systèmes régénératifs. Il s'agit du système de récupération de l'enthalpie des fumées le plus efficace. Il permet de préchauffer l'air à des températures de l'ordre de 1200°C. Cette technologie est employée depuis plus d'un siècle. Elle a été inventée par le britannique Frederich Siemens et était destinée aux fours de verrerie. Les brûleurs dotés d'un système régénératif fonctionnent généralement par paire, et sont équipés chacun de capacités thermiques en matériau réfractaire (« bac régénératif » ou « matrice »). Le fonctionnement est cyclique, et divisé en deux parties. Pendant la première partie du cycle, les produits de combustion sont acheminés dans un des bacs régénératifs pour chauffer la matrice, tandis que l'air de combustion alimente le deuxième brûleur et refroidit son bac régénératif. Après un certain temps, le cycle se renverse et le réfractaire devenu froid

1.3. LES TECHNIQUES D'AMÉLIORATION DES PERFORMANCES DES FOURS

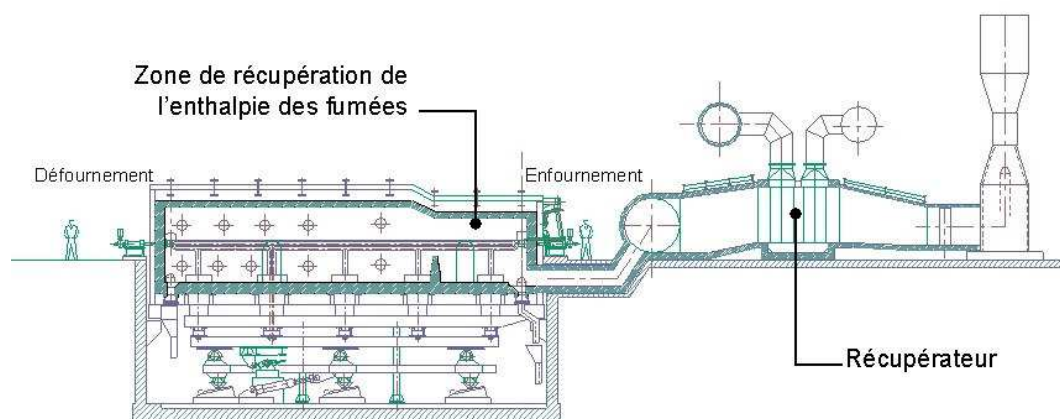


Figure 1.7 – Four de réchauffage équipé d'une zone de récupération et d'un récupérateur (document Stein-Heurtey).

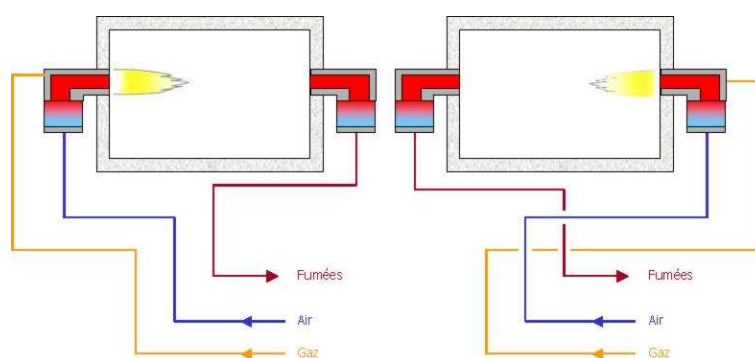


Figure 1.8 – Principe de fonctionnement des brûleurs régénératifs.

du deuxième bac se réchauffe au contact des produits de combustion (cf. figure 1.8). Les brûleurs sont donc la moitié du temps en mode combustion et l'autre moitié en mode extraction des fumées.

Certains brûleurs sont dits auto-régénératifs, c'est-à-dire qu'ils fonctionnent à la fois en mode combustion et extraction des fumées, grâce à un système d'électro-vannes pneumatiques intégré dans le corps du brûleur (cf. figure 1.9). Ils fonctionnent donc de façon autonome, contrairement au brûleurs régénératifs qui fonctionnent par paire. Actuellement ces brûleurs ne sont disponibles que pour des puissances limitées (de l'ordre de 200kW). Cependant cette technologie va sûrement se développer dans le futur pour des puissances compatibles avec les fours de réchauffage, car elle offre les mêmes avantages que les brûleurs régénératifs pour un coût et un encombrement inférieur.

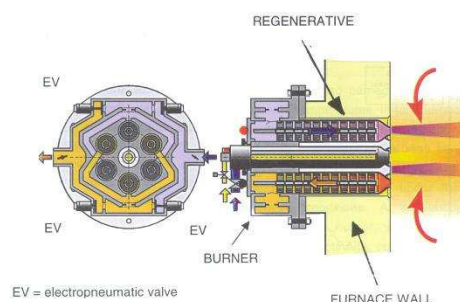


Figure 1.9 – Schéma d'un brûleur auto-régénératif (document WS GmbH).

1.3.2 Réduction des émissions de NO_x

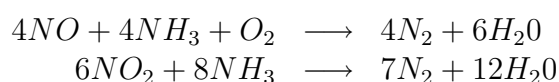
Cet état de l'art des techniques de réduction de polluants regroupe les techniques existantes, émergentes ou en développement pour les fours de réchauffage sidérurgiques. On peut classer les différentes techniques en deux catégories :

- Les techniques curatives (mesures dites secondaires) : les polluants sont éliminés à la sortie du four.
- Les techniques préventives (mesures dites primaires) : le process est modifié pour éviter la formation de polluants. Seuls les appareils de combustion seront abordés ici. On peut cependant citer d'autres méthodes de réduction comme l'optimisation de la conduite des fours ou l'amélioration de l'étanchéité pour éviter les infiltrations d'air, génératrices de NO_x .

Il faut noter qu'en ce qui concerne les fours de réchauffage, les techniques préventives sont les plus utilisées car elles ont toujours devancé les réglementations sur les émissions de polluants.

Les techniques curatives

La SCR (Selective Catalytic Reduction). Le procédé SCR, mis en œuvre depuis plus de 20 ans, permet de réduire les émissions d'oxyde d'azote grâce à un agent réducteur. L'ammoniac (NH_3) ou une solution d'urée ($CO(NH_2)_2$) sont utilisés [141]. Un catalyseur permet d'amorcer et d'entretenir la réaction. Ces catalyseurs sont de type nids d'abeille ou à plaques, dont la base d'oxyde de titane est dopée avec des composés du vanadium, du molybdène, du tungstène et du fer. Ils sont le siège de réactions chimiques rapides et sélectives comme l'illustrent les équations ci-dessous.



La catalyse est optimale entre 300°C et 400°C. Cependant la SCR est généralement utilisée à partir de 170°C et jusqu'à 540°C. Ce procédé est largement utilisé dans les grandes centrales thermiques, les installations de cogénération et les UIOM (Usines d'Incinération des Ordures Ménagères). Pour les fours de réchauffage, l'enthalpie des fumées est épuisée en partie dans la zone de récupération, elles sortent donc du four à environ 900°C. Après le récupérateur, la température n'est plus que d'environ 400°C, le procédé SCR est donc adéquat. L'efficacité de la réduction varie généralement entre 40 et 95%. Cette technique est encore très peu répandue pour les fours de réchauffage. Les réglementations sont aujourd'hui telles que l'investissement dans un procédé SCR n'est pas nécessaire car les plafonds d'émission peuvent être le plus souvent atteints par des mesures primaires.

On peut noter que ce procédé n'agit évidemment pas sur la consommation de combustible et donc sur les émissions de CO_2 .

Le Reburning. Le « Reburning » (ou « étagement du combustible » ou « recombustion ») est un procédé en trois étapes [106] :

- combustion de la majorité du combustible sous des conditions normales pauvres en combustible,
- injection de combustible de Reburning pour créer une zone riche en fuel dans laquelle les oxydes d'azote formés dans la zone de combustion primaire sont réduits en azote,
- injection d'excès d'air pour oxyder les imbrûlés sortant de la zone de Reburning.

La recombustion peut être mise en œuvre avec tout type d'hydrocarbures liquides ou gazeux. Les rendements de réduction des NO_x peuvent aller jusqu'à 80%. C'est une technique simple à mettre en œuvre, puisqu'il suffit d'ajouter des injecteurs de combustible à la sortie des fumées. Le rapport « coût/performance » est un des plus bas de toutes les techniques de réduction des NO_x .

Les limites de cette technique sont une surconsommation de combustible (une partie peut cependant être valorisée dans un échangeur); des problèmes d'imbrûlés et d'encrassement lorsque la recombustion est pratiquée sans précaution avec des fuels lourds; d'éventuels problèmes de corrosion.

Quelques réalisations dans des centrales thermiques, des fours verriers ou des UIOM ont prouvé l'efficacité du système. Cependant aucun four de réchauffage n'en est à ce jour équipé.

Les techniques préventives

L'oxycombustion. En utilisant de l'oxygène pur à la place de l'air, la partie de l'énergie qui servait au chauffage du ballast d'azote est directement valorisée vers le produit. Le rendement de combustion est ainsi considérablement amélioré. Ce procédé est appelé « oxycombustion » ou « OEC » pour Oxygen-Enhanced Combustion.

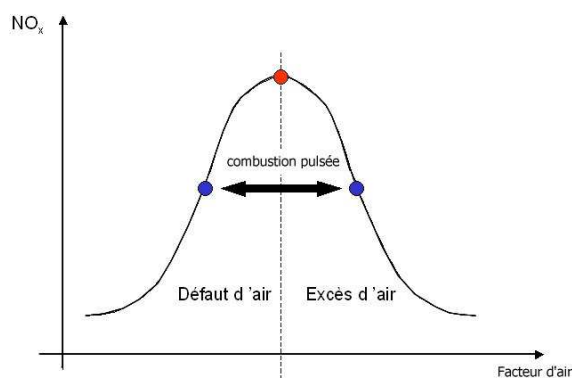


Figure 1.10 – Emissions de NO_x en fonction de la stœchiométrie.

L'azote étant supprimé, l'OEC conduit directement à des niveaux de NO_x extrêmement faibles, si l'enceinte est isolée de l'extérieur. De plus, le transfert thermique des oxyflammes est plus élevé que les flammes conventionnelles, car les produits de combustion sont constitués uniquement de CO_2 et de H_2O : le volume de gaz est plus faible et plus émissif. Il transfère donc plus efficacement son énergie à la charge. Ceci a été constaté dans les fours verriers, où l'oxycombustion est de plus en plus répandue.

En ce qui concerne les fours de réchauffage, cette technologie est encore émergente. Plusieurs obstacles freinent son développement :

- L'atmosphère régnant dans le four est plus oxydante, ce qui entraîne une formation importante de calamine sur les brames.
- Le four doit être étanche aux infiltrations d'air pour éviter la formation de NO_x . En pratique ceci est difficile, surtout dans les zones proches de l'enfournement et du défournement des brames.
- D'un point de vue technico-économique, cette solution n'est pas toujours viable.

Cependant, il semble que l'oxycombustion puisse se développer sur le marché du « re-vamping », c'est-à-dire l'augmentation de productivité d'un four de réchauffage existant. L'insertion de brûleurs à oxycombustion en zone de préchauffage permet d'accélérer la production, sans pour autant modifier les autres éléments du four. Le volume de fumées produit étant faible, il est souvent inutile d'adapter la chaîne d'évacuation des fumées. Une conversion par oxycombustion du four de réchauffage L.M.E. de Valenciennes [35] est un exemple de réussite de cette technique.

La combustion pulsée. La mise au point de la combustion pulsée (oscillating combustion) est basée sur l'analyse de la figure 1.10 : les émissions de NO_x sont faibles dès lors que l'on s'éloigne des conditions stœchiométriques. Un fort excès d'air abaisse la température de flamme, ce qui est moins favorable à la formation de NO_x , alors que le défaut d'air diminue la concentration locale d'azote intervenant dans la formation du pol-

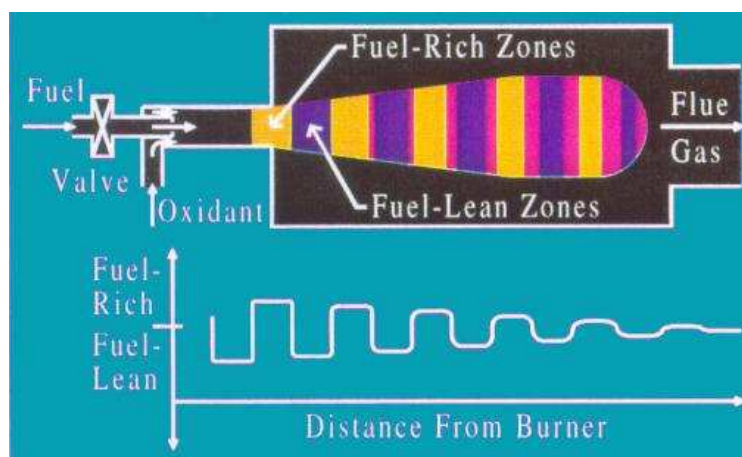


Figure 1.11 – Principe de fonctionnement de la combustion pulsée [77].

lant. En oscillant entre des conditions en excès et en défaut d'air, tout en gardant une combustion globalement stœchiométrique, il est ainsi possible de produire moins de NO_x (cf. figure 1.11). Des résultats expérimentaux montrent qu'il est possible de réduire les émissions jusqu'à 90% en utilisant de l'oxygène comme comburant, et 65% en utilisant de l'air [148].

Pour des conditions de sécurité, seul le combustible est pulsé, grâce à des vannes aux temps de réponse très rapides. Les amplitudes et les fréquences d'oscillation sont optimisés selon l'application. Pour un brûleur au gaz naturel utilisant de l'air à température ambiante, la variation de gaz dans chaque zone doit être ajustée pour atteindre un défaut d'air (zone riche en gaz) et un excès d'air (zone pauvre en gaz) situés entre 30 et 50%. Les fréquences peuvent varier entre 5 et 30 cycles par seconde.

Cette technique, en plus de limiter les émissions polluantes, permet de réduire les points chauds observés lors d'une combustion classique, et diminuer ainsi les sollicitations sur les réfractaires [77]. Aucune référence n'existe à ce jour sur les fours de réchauffage. La technologie commence à apparaître sur les fours verriers, on peut citer le four de fibre de verre de Johns Manville, Texas USA, qui fonctionne en oxycombustion pulsée.

La recirculation externe des fumées. La recirculation externe des fumées (cf. figure 1.12) consiste à ramener une partie des produits de combustion dans les brûleurs (injecteurs air et/ou gaz). Cet ajout de gaz inertes dans le mélange permet d'abaisser la température adiabatique de flamme et donc les émissions de NO_x . L'inconvénient de cette technique est l'augmentation des coûts de fonctionnement, car elle nécessite l'emploi de ventilateurs puissants pour entraîner les produits de combustion chauds et à faible pression, ainsi que l'ajout de canalisations isolées. De plus, l'ajout de gaz inertes à une température inférieure à la température de flamme dégrade le rendement de combustion.

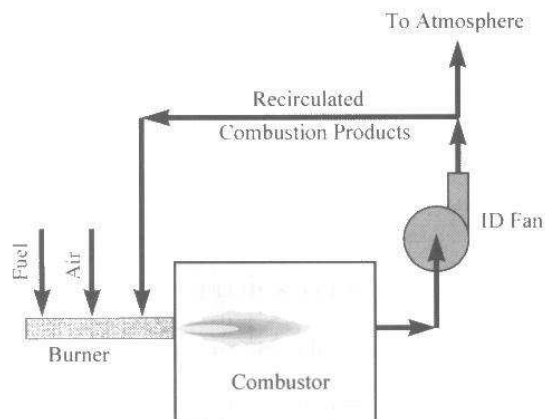


Figure 1.12 – Principe de fonctionnement de la recirculation externe des fumées [4].

L'étagement de la combustion. L'étagement du combustible ou du comburant est une technique classique de réduction des oxydes d'azote.

Les flammes peuvent être classées selon la manière de mélanger le combustible et le comburant. Selon Baukal [4], on distingue (cf. figure 1.13) :

- (a) les flammes **prémélangées** : le combustible et le comburant sont intimement mélangés avant la combustion.
- (b) les flammes de **diffusion** ou **non-prémélangées** : les fluides sont séparés, la combustion démarre dans l'enceinte, là où le mélange est dans les limites d'inflammabilité (cette zone est appelée front de flamme).
- (c) les flammes **partiellement prémélangées** : une partie du combustible est mélangée avec le comburant. Cette configuration permet de stabiliser (« accrocher ») la flamme et empêcher les retours de flamme.
- (d) les flammes **étagées sur l'air** : il s'agit de flammes de diffusion, avec des injecteurs secondaires et parfois tertiaires pour introduire l'air le plus en aval de la flamme.
- (e) les flammes **étagées sur le gaz** : même principe que précédemment, mais avec les injecteurs gaz.

Les flammes de prémélange sont plus courtes que les flammes de diffusion. La racine est très chaude, ce qui est très favorable à la production de NO_x . Les flammes de diffusion, puis les flammes étagées ont permis de produire des flammes plus longues, et dont les points chauds sont réduits (ce point est à nuancer, car il est possible de créer des flammes courtes et très chaudes suivant la géométrie des injecteurs). Elles sont donc plus performantes en terme d'émission de NO_x et d'homogénéité de chauffe. Cependant ces brûleurs ne permettent pas d'éliminer totalement les points chauds. Ils sont en effet équipés d'un

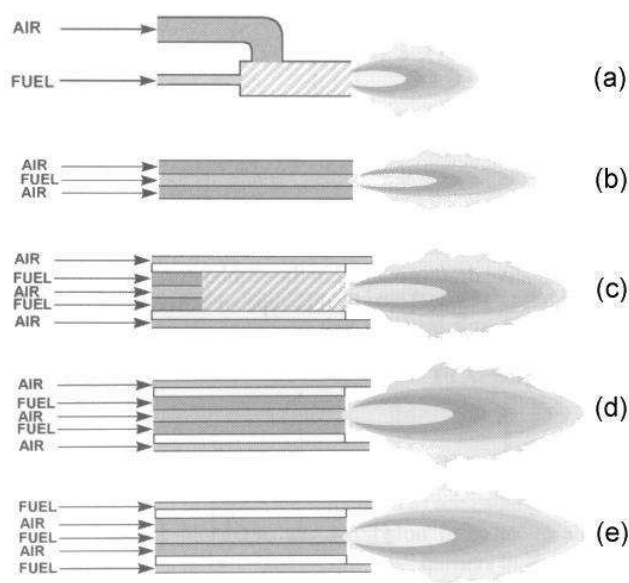


Figure 1.13 – Classification des brûleurs par type de mélange combustible/comburant [4].

système d'accrochage de flamme (ouvreau en réfractaire permettant de créer un point de stagnation), qui permet de stabiliser le front de flamme proche du nez du brûleur.

1.4 L'Oxydation sans Flamme

La combustion en mode Oxydation sans Flamme fait partie des techniques préventives de réduction des NO_x . L'historique de l'apparition de cette technique sera d'abord présenté, avant de décrire les principes de base et les performances de l'Oxydation sans Flamme.

1.4.1 Historique

Ces 10 dernières années a été développé un nouveau mode de combustion très performant en terme d'économie d'énergie et de réduction des NO_x . Ce concept, l'Oxydation sans Flamme, est aussi appelé « flameless », « FLOX[®] » (FLameless OXYdation), « mild combustion », « HiTAC » (High Temperature Air Combustion), « DFI » (Direct Fuel Injection) ou « LNI » (Low NO_x Injection). Cette abondance d'acronymes indique qu'il n'y a pas d'accord unanime sur la définition de ce mode de combustion. Les principes physico-chimiques mis en jeu ne sont pour l'heure pas totalement expliqués. Les appel-

lations ci-dessus désignent chacune une particularité de la technique, ce qui permet de déposer de nombreux brevets.

Les travaux ont débuté au Japon et aux USA pour concevoir de nouveaux brûleurs capables d'utiliser de l'air à très haute température, sans dégrader les émissions de NO_x . Les brûleurs régénératifs compacts (à billes de céramique) ont été développés au cours des années 1980 par British Gas puis par Hotwork International. Ils ont permis un meilleur préchauffage de l'air, jusqu'à environ 1000 °C [105]. Au début des années 1990, des constructeurs japonais, NFK (Nippon Furnace Kogyo Kaisha) et NGK Insulators, ont réalisé un autre bond en avant en utilisant des bac régénératifs à base de nids d'abeille en céramique, et dont le temps de cycle est réduit à environ 30 secondes [168]. Ce procédé a permis de réduire à nouveau la taille des brûleurs, et d'atteindre des différences de température entre produits de combustion et air préchauffé de seulement 100°C ($T_{air} \approx 1200$ °C).

De 1993 à 1999, le ministère de l'industrie du Japon (MITI) a lancé un important projet visant à concevoir des fours industriels à haute performance. Ce projet réunissant des industriels et des universitaires a permis d'explorer les technologies utilisant de l'air préchauffé à plus de 1000 °C [188]. En Europe, WS GmbH (Allemagne) a développé les brûleurs FLOX[®], en collaboration avec le CSM (Italie) puis l'université de Maryland (USA). Cette dernière a également participé au projet japonais. D'autres projets européens ayant traité de cette problématique peuvent également être cités :

- Le projet Compact Fired Heating Units (CFHU, 1995-1998) avec les travaux de Stordy (Leeds), Gaz de France, Gas Warne Institute (GWI) et WS GmbH [45].
- Le projet Thermie (1996-1998), coordonné par Gaz de France, avec la participation des sociétés Gasunie, DGC, SGC et Cetiat. L'objectif était d'identifier les Meilleures Techniques Disponibles pour les fours industriels en Europe.
- Le projet européen Euronite (European R&D project for New Industrial furnaces of higher Thermal Efficiency through intensification of heat transfer from flames), regroupant le GWI, les universités de Mons, Delft, Lisbonne et Bochum, ainsi que les sociétés CINAR, HeyeGlas et WS. Le GWI était notamment chargé de réaliser une campagne de mesures sur différents brûleurs, dont un brûleur FLOX[®].

Il faut noter que des réalisations industrielles existent déjà, notamment en Asie. En effet, Le NEDO japonais (New Energy and Industrial Technology Development Organization) a financé à hauteur de 30% ces nouvelles installations entre 1998 et 2001.

1.4.2 Description de la technique

Le principe de combustion en atmosphère diluée

L'Oxydation sans Flamme est basée sur le principe de dilution : le combustible et le comburant sont mélangés avec des gaz inertes avant de réagir. L'utilisation des produits de combustion comme gaz inertes est la technique la plus commune. La concentration locale

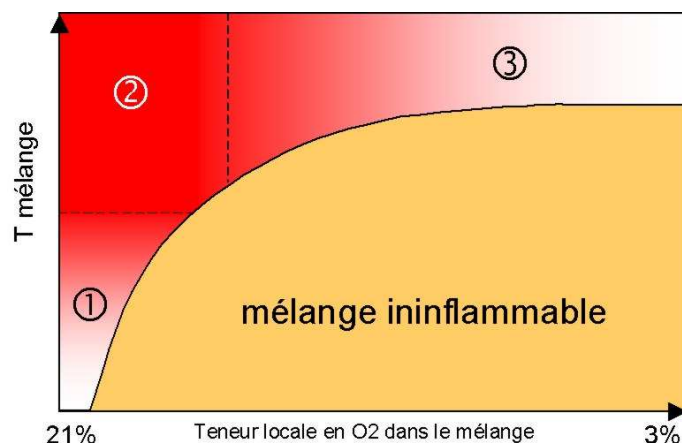


Figure 1.14 – Les différents régimes de combustion. (1) Flamme conventionnelle. (2) Flamme conventionnelle à air fortement préchauffé. (3) Régime d'Oxydation sans Flamme.

d'oxygène dans les réactifs est alors très faible comparée aux 21% dans l'air standard. Cette dilution a pour effet d'abaisser la température adiabatique de flamme et d'éliminer les points chauds. Les niveaux d'émissions de NO_x atteints sont donc très faibles.

Si la concentration locale d' O_2 descend en dessous d'environ 17%, il est impossible de stabiliser un front de flamme comme pour les flammes de diffusion classiques. En effet le mélange sort alors des limites d'inflammabilité. Cependant, si la température de l'enceinte thermique est au-dessus de la température d'auto-inflammation du combustible ($\approx 850^\circ\text{C}$ pour le gaz naturel), le risque d'explosion ou d'extinction de la flamme est éliminé. Ainsi, au-dessus de la température d'auto-inflammation, il est possible d'entretenir la réaction même à des taux de dilution importants. Ce nouveau régime ou mode de combustion a été identifié expérimentalement : la combustion est complète, et est caractérisée par l'absence de front de flamme, on peut donc parler de combustion volumique. Les réactions ont lieu dans un grand volume, le fort gradient de température et la séparation des réactifs et des produits (front de flamme) disparaissent. La figure 1.14 montre cette nouvelle zone de combustion (zone 3), déposée par WS GmbH sous la marque FLOX[®] [185].

L'appellation d'Oxydation sans Flamme est illustrée par les figures 1.15 et 1.16 (combustion au gaz naturel). On ne distingue plus de front de flamme, le four est presque transparent. Les voies réactionnelles ne sont pas les mêmes que pour une flamme de diffusion conventionnelle, le spectre d'émission du rayonnement est différent. Il faut noter que l'appellation « sans flamme » prête à confusion, si l'on se réfère à la définition d'une flamme au sens large [62] :

Une flamme est un milieu réactionnel gazeux [...], hautement énergétique et de volume limité, où se produisent et se soutiennent mutuellement des réactions chimiques, des phénomènes de diffusion d'espèces chimiques et de chaleur, ainsi que des émissions lumineuses.

Ce mode de combustion produit donc effectivement une flamme, mais qui n'émet pas

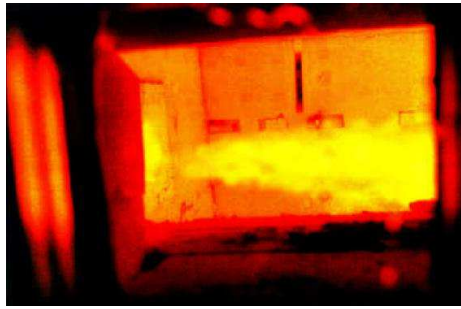


Figure 1.15 – Mode flamme conventionnelle [110].

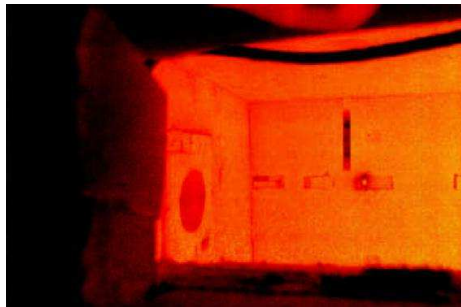


Figure 1.16 – Mode Oxydation sans Flamme [110].

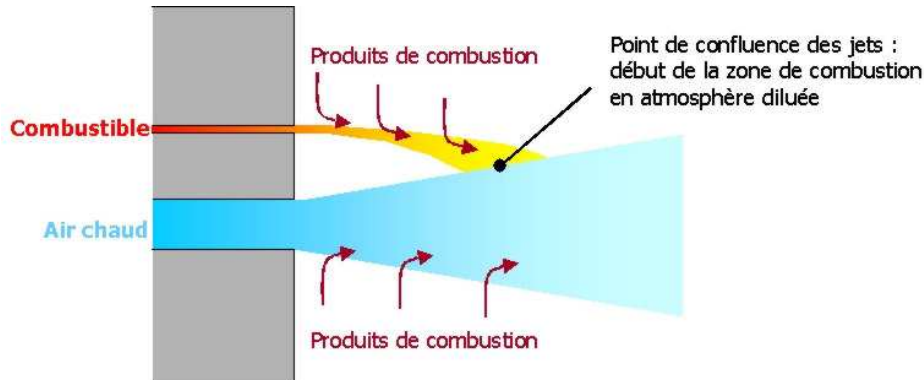


Figure 1.17 – Processus idéalisé de l'Oxydation sans Flamme.

de rayonnement dans le domaine de longueur d'onde visible.

La dilution de l'oxygène est obtenue par une forte impulsion des jets de comburant et de combustible. Les injecteurs sont également très espacés. Grâce à cette configuration (cf. figure 1.17), une grande quantité de produits de combustion inertes ($N_2 + CO_2 + H_2O$) est aspirée par les jets avant que ceux-ci ne se rencontrent. L'oxygène (et/ou le gaz) est alors dilué pour atteindre des concentrations inférieures à 3% au point de confluence des jets. Cette technique est appelée recirculation interne des fumées ou FGR (Flue Gas Recirculation).

1.4. L'OXYDATION SANS FLAMME

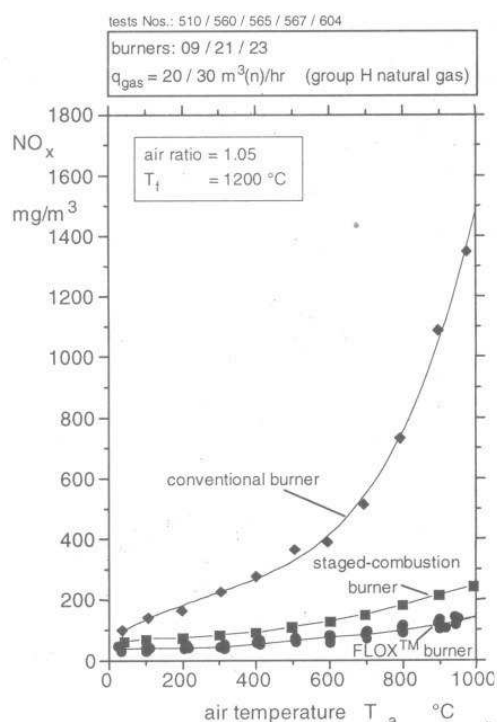


Figure 1.18 – Emissions de NO_x exprimées en NO_2 à 8% d' O_2 , en fonction de la température de l'air de combustion [185].

Performances des brûleurs

Le profil de température dans l'axe de ces brûleurs est relativement plat, à la différence d'une flamme conventionnelle. Les émissions de NO_x , largement influencées par la température locale dans la flamme, sont ainsi très fortement réduites, même avec de l'air fortement préchauffé. Une comparaison des performances en terme d'émissions de NO_x est présentée figure 1.18 pour un brûleur conventionnel, un brûleur à combustion étagée et un brûleur à Oxydation sans Flamme [48]. Il faut noter que les émissions sont données en mg/Nm^3 à 8% d' O_2 . Cette norme est utilisée pour les fours de verrerie. Pour les fours de réchauffage, le mg/Nm^3 ou le ppm à 3 ou 5% d' O_2 est couramment utilisé en Europe (au Japon, la norme est le mg/Nm^3 à 11% d' O_2). Les tableaux de conversion des unités sont donnés en annexe A.

L'absence de points chauds dans la flamme même pour des températures de préchauffage de l'air élevées autorise donc l'utilisation du système le plus efficace de récupération de chaleur, sans dégrader pour autant les émissions de NO_x : les brûleurs régénératifs ou auto-régénératifs, décrits au paragraphe 1.3.1.

Un calcul théorique sur un four de réchauffage d'une capacité de 285 t/h [115] montre qu'en préchauffant l'air de combustion à environ 950°C , l'économie d'énergie peut at-

teindre 30% par rapport à un four conventionnel. Ce chiffre est atteint non seulement grâce à un meilleur rendement de combustion, mais aussi grâce au fait que la zone de récupération des fours conventionnels n'est plus nécessaire, réduisant d'autant les pertes par les parois et par le refroidissement des supports de brame. Le rendement total atteint alors plus de 80%, contre au maximum 65% pour un four conventionnel avec récupérateur.

Les quelques réalisations industrielles utilisant des brûleurs à Oxydation sans Flamme (par exemple le four n°3 de Fukuyama (Japon) en 1996, production 230 t/h [169]) ont montré les réels avantages en terme d'économie d'énergie et de réduction des émissions polluantes, au point que certains spécialistes parlent de *révolution*, au moins dans l'approche conceptuelle des fours à haute température. L'intérêt porté à cette nouvelle technique se traduit par le nombre important de rassemblements sur le sujet ces dernières années : un séminaire à Stockholm [164], deux colloques à Taïwan [171] et à Yokohama [189], une session de travail lors de « Italian Flame Days » à Rome [144], un symposium également à Rome en 2001 [145], et enfin une session « TOTeM » organisée par l'International Flame Research Foundation [72] en 2003.

Perspectives de recherches

Cette technique de combustion étant relativement récente, les auteurs s'accordent à dire que nombre d'études sont à poursuivre pour mieux comprendre le phénomène. Les principaux domaines inexplorés, ou pour lesquels il existe actuellement une controverse sont :

- Les mécanismes de la combustion. Les auteurs ont des avis divergeants sur le fait que la combustion est pilotée par le mélange turbulent du combustible et du comburant, ou bien par les temps caractéristiques de la cinétique chimique. De plus, les espèces et radicaux sont très différents de ceux présents dans une flamme conventionnelle. La compréhension de leur formation est à élucider.
- Les transferts thermiques. Un accroissement des échanges d'environ 20% a été observé expérimentalement. Ces flux ne sont pas encore quantifiés précisément, ni expliqués (dûs aux espèces, aux radicaux ou aux suies?).
- L'influence de la géométrie de l'enceinte. Peu d'études existent sur l'analyse de l'interaction entre le brûleur et l'enceinte, et sur l'optimisation de la recirculation des fumées. Il n'existe pas de critère pour décider du nombre optimal de brûleurs dans un four, en fonction de la qualité du mélange et du transfert de chaleur.
- Enfin les modèles mathématiques et leur domaine de validité, ainsi que les critères d'échelle ne sont pas adéquats.

Une stratégie globale de modélisation des brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme est mise en place dans la suite de ce mémoire. Considérant les remarques précédentes, un accent particulier est mis sur la validation expérimentale, à la fois par des mesures fines effectuées dans la zone de combustion et par des mesures en conditions semi-industrielles caractérisant les transferts thermiques à une charge.

Chapitre 2

Modélisation fine d'un brûleur à Oxydation sans Flamme et validation expérimentale

2.1 Objectifs / Méthodologie

Il y a seulement 25 ans, le développement de nouvelles technologies de combustion était essentiellement empirique, basé sur l'expérience et sur des campagnes d'essais à petite échelle. La simulation numérique offre désormais une passerelle entre étude expérimentale à petite échelle et installation de combustion en vraie grandeur. Au sein de la démarche globale de modélisation des fours équipés de brûleurs à Oxydation sans Flamme, l'approche désignée par le nom générique CFD (Computational Fluid Dynamics – Mécanique des Fluides Numérique) a d'abord été choisie. Un modèle CFD représente les phénomènes physiques (écoulements, transferts thermiques, combustion) de manière fine. Les informations fournies par cette approche sont multiples :

- impact d'une géométrie de brûleur sur la répartition du terme source de la combustion,
- champ aéraulique dans une enceinte mono- ou multi-brûleurs,
- champ thermique en parois ou sur les produits à chauffer dû à la géométrie de l'enceinte ou au type de brûleurs.

Même s'il est théoriquement possible de simuler des régimes instationnaires, les temps de calculs prohibitifs rendent la modélisation CFD principalement dédiée aux régimes stationnaires.

La méthodologie employée est dans un premier temps de présélectionner les sous-modèles permettant de représenter les brûleurs industriels (cf. § 2.2), pour ensuite les valider à partir des mesures dans une enceinte équipée d'un brûleur à Oxydation sans Flamme. Ces mesures au sein même de la zone de combustion ont été fournies par la Direction de la Recherche de Gaz de France (cf. § 2.3). Ce modèle « détaillé » ne peut cependant pas être mis en œuvre pour simuler une installation industrielle multi-brûleurs avec des temps de calcul acceptables. La suite de la démarche de modélisation par l'outil CFD consiste donc à mettre en place une méthode de représentation « simplifiée » du brûleur (§ 2.4). Le degré de précision des résultats est comparable à celui de la modélisation détaillée, pour un temps de calcul largement inférieur. Cette approche CFD simplifiée permet de modéliser une installation complète multi-brûleurs, tout en conservant le type d'informations énoncées plus haut.

2.2 Pré-sélection des modèles de fermeture

L'approche CFD consiste à résoudre numériquement les équations de l'« aéro-thermo-chimie » [13]. Ce terme indique la nature des équations à résoudre, à savoir les équations de bilan des grandeurs caractéristiques d'un mélange de gaz réactifs. Ce type de modèle fournit une grande quantité d'informations : champs de vitesse, température, espèces chimiques, répartition du terme source de la combustion, etc. Les équations et hypothèses de base d'un modèle CFD peuvent être trouvées par exemple dans [5]. En ce qui concerne les écoulements turbulents réactifs, ces équations de base ne peuvent pas être résolues de manière exacte à cause de la complexité des phénomènes physiques mis en jeu. Différentes approximations ont donc été introduites, appelées « modèles de fermeture ». Ces modèles concernent la résolution de la turbulence, du rayonnement thermique et de la combustion. Le rôle du modélisateur est de choisir la meilleure combinaison de modèles par rapport au problème traité. La méthodologie employée ici consiste à découpler chaque phénomène afin de pré-sélectionner les modèles les plus adaptés à la simulation d'un brûleur à Oxydation sans Flamme. Le modèle de turbulence a été choisi en étudiant des écoulements isothermes (sans combustion) représentatifs des jets issus des brûleurs (cf. § 2.2.1). Le modèle de rayonnement le plus adéquat a été retenu grâce à un cas de référence de la littérature (cf. § 2.2.2). Plusieurs modèles de combustion ont été pré-sélectionnés (cf. § 2.2.3). Des mesures détaillées effectuées par Gaz de France ont ensuite permis de valider un de ces modèles de combustion, en conjonction avec les autres modèles de fermeture (cf. § 2.3).

2.2.1 Modélisation de la turbulence

Les différentes approches pour traiter la turbulence

La résolution des équations de la mécanique des fluides (équations de Navier-Stokes) est très complexe dans le cas des écoulements turbulents. Il existe aujourd'hui des modèles prenant en compte presque toutes les échelles de la turbulence, c'est-à-dire calculant en instationnaire le développement et la désagrégation des tourbillons de tailles différentes présents dans l'écoulement. Cette approche est appelée DNS (Direct Numerical Simulation), voir par exemple [19]. Les puissances de calcul nécessaires sont cependant énormes, ce qui empêche toute application de la méthode à des cas industriels. La simulation des grandes échelles de la turbulence (LES – Large Eddy Simulation [19]) est une méthode alternative à la DNS. La LES consiste à calculer seulement les grandes structures de l'écoulement et modéliser les petites structures. Même si l'on peut penser que cette méthode va s'imposer dans les années à venir, la résolution des écoulements turbulents réactifs par LES n'est pas encore arrivée à maturité. La résolution des équations de Navier-Stokes moyennées (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) est l'approche la plus largement répandue pour modéliser les cas pratiques. C'est une méthode statistique, qui consiste à séparer chaque variable de l'écoulement ϕ en la somme de sa moyenne d'ensemble (moyenne de Reynolds) et de sa fluctuation :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.1)$$

Avec :

$$\bar{\phi} = \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^N \frac{\phi^{(k)}}{N} \quad (2.2)$$

La fluctuation vérifie :

$$\overline{\phi'} = 0 \quad (2.3)$$

En appliquant cette opération de moyenne aux équations de bilans, apparaît un terme représentant la composante turbulente de l'écoulement. Ce terme, appelé tenseur de cisaillement de Reynolds, n'est pas connu a priori. La fermeture du problème consiste à le modéliser. Dans cette étude, l'évaluation se limitera aux modèles de fermeture communément implantés dans les codes commerciaux de CFD.

Les modèles RANS appliqués aux brûleurs industriels

Le modèle le plus utilisé dans la littérature pour la simulation des brûleurs industriels est sans conteste le modèle $k - \varepsilon$ standard décrit par Launder et Spalding [87] et Jones et Launder [79]. En ce qui concerne les simulations de brûleurs fonctionnant sur le principe de l'Oxydation sans Flamme, le modèle $k - \varepsilon$ standard a été utilisé dans les études de Wüning et al. [185], Mancini et al. [103], Piepers et al. [130], Quinqueneau et al. [133], Ishii et al. [74], Coelho et al. [26] et Pesenti et al. [126]. Quelques auteurs proposent d'utiliser un modèle de turbulence alternatif, comme Tabacco [170], qui suggère l'utilisation du modèle $k - \varepsilon$ Realizable, développé à l'origine pour mieux prendre en compte les phénomènes de recirculation. Une catégorie de brûleurs différente des brûleurs à Oxydation sans Flamme, appelés brûleurs à swirl, ont fait l'objet d'études poussées sur les écoulements turbulents. Le swirl est produit en ajoutant une composante tangentielle sur l'injection de comburant. Le modèle $k - \varepsilon$ standard montre ses limites sur ce type d'écoulement où l'anisotropie de la turbulence est forte. Des modèles plus évolués ont été implémentés et validés avec succès, comme le modèle $k - \varepsilon$ RNG (Renormalization Group) ou les modèles ASM (Algebraic Stress Models). On peut se référer aux études de Weber et al. [181], Sloan et al. [157], Fu et al. [52]. Nous évaluerons ici le modèle $k - \varepsilon$ standard, le modèle $k - \varepsilon$ RNG et le modèle RSM (Reynolds Stress Model). Ce dernier introduit des équations aux dérivées partielles sur chaque composante du tenseur des contraintes de Reynolds. Il produit théoriquement de meilleurs résultats pour des écoulements turbulents fortement anisotropiques. Ces modèles sont testés pour des écoulements isothermes, c'est-à-dire sans introduire de réaction chimique ni de transferts thermiques.

Evaluation des modèles sur un écoulement avec zone de recirculation

Afin d'évaluer les performances de ces modèles de turbulence, un cas de validation a été choisi suivant deux critères :

- L'écoulement turbulent doit appartenir à la même classe que celui des brûleurs à Oxydation sans Flamme.
- Les données expérimentales doivent être suffisantes pour valider les modèles.

Les données expérimentales fournies par Schmitt et al. [151] répondent aux critères ci-dessus et ont donc servi de support à notre étude. Le brûleur étudié est de type double-jet annulaire, c'est-à-dire que le comburant (l'air) est introduit dans l'enceinte par deux injecteurs annulaires concentriques (cf. figure 2.1). Le combustible est injecté au centre, mais ce jet a été ignoré dans cette étude car il représente un débit négligeable devant celui de l'air. La géométrie du brûleur est axisymétrique, ce qui permet de modéliser ce cas en 2D. L'écoulement est pleinement turbulent. Les auteurs ont effectué des mesures de vitesse moyenne et de fluctuations turbulentes dans la zone proche du brûleur en plusieurs milliers de points par la méthode LDV 2D (Laser Doppler Velocimetry).



Figure 2.1 – Vue de face du brûleur axisymétrique (tiré de [151]).

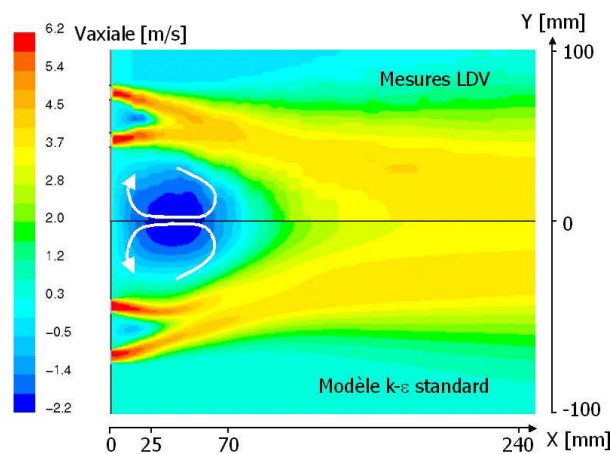


Figure 2.2 – Comparaison du champ de vitesse obtenu expérimentalement (demi-plan supérieur) et par le modèle $k - \varepsilon$ standard (demi-plan inférieur).

Cette configuration a été modélisée avec le code CFD Fluent[®] v5.4. Les profils de vitesse expérimentaux en sortie des injecteurs ont été importés comme conditions aux limites pour le calcul. Afin de vérifier l'indépendance de la solution au maillage, deux maillages de densités différentes ont été testés :

- Un maillage de 25228 cellules (238×106).
- Un maillage de 106200 cellules (450×236).

Les résultats sont similaires dans les deux cas. Les trois modèles de turbulence évoqués précédemment ont été confrontés aux résultats expérimentaux :

- Le modèle $k - \varepsilon$ standard.
- Le modèle $k - \varepsilon$ RNG.
- Le modèle RSM.

2.2. PRÉ-SÉLECTION DES MODÈLES DE FERMETURE

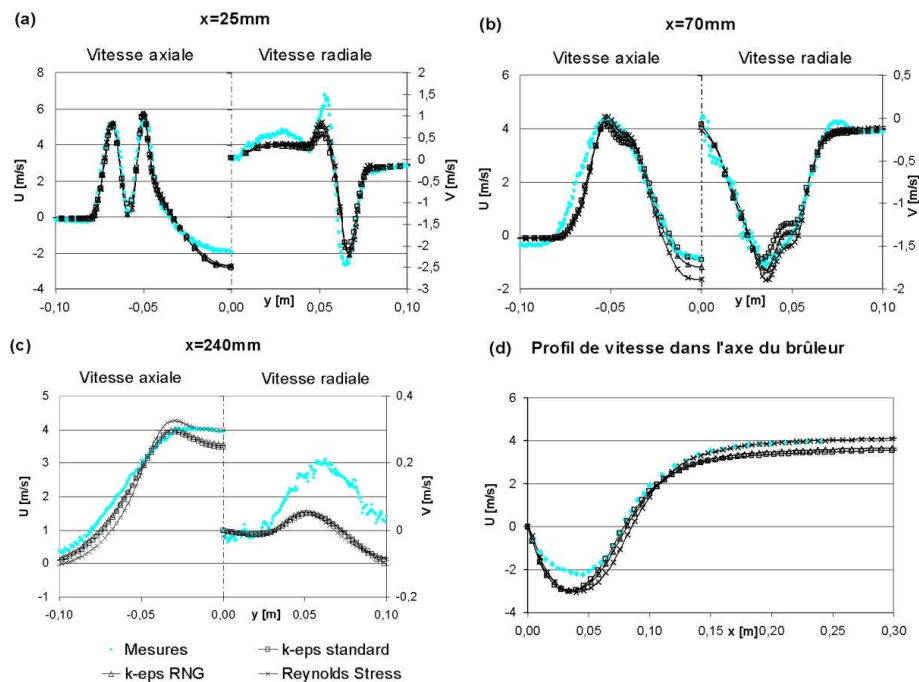


Figure 2.3 – Comparaison des profils de vitesse obtenus expérimentalement et par les modèles de turbulence.

Les critères de comparaison sont les vitesses moyennes, axiales et radiales. La figure 2.2 permet de comparer qualitativement le champ de vitesse axiale expérimental (demi-plan supérieur) au champ de vitesse obtenu par le modèle $k - \varepsilon$ standard (demi-plan inférieur) dans la zone proche du brûleur. On observe que le développement des jets est correctement prédit, et que le modèle reproduit bien la taille de la zone de recirculation. Les résultats obtenus par les autres modèles sont semblables.

La figure 2.3 permet d'analyser les résultats de manière plus fine. Les profils de vitesse axiale et radiale à plusieurs distances du brûleur y sont tracés, ainsi que la vitesse axiale dans l'axe du brûleur. Tous les modèles de turbulence donnent des résultats très proches, les différences n'excédant pas quelques pour-cents dans la majorité de l'écoulement. On observe les plus grands écarts avec les données expérimentales sur la vitesse radiale assez loin du nez du brûleur (cf. figure 2.3-c). Cependant ces écarts ne sont pas significatifs dans la mesure où les vitesses sont très faibles (≈ 0.2 m/s). Les modèles prédisent correctement la décroissance axiale de la vitesse des jets. Les différences modèle-mesure les plus importantes concernent la zone de recirculation (cf. figure 2.3-d). Alors que les modèles calculent correctement l'abscisse à laquelle le jet annulaire devient un jet unique, les vitesses axiales au sein de la recirculation sont sur-estimées (environ 30 % d'écart). L'approximation sur le tenseur des contraintes de Reynolds utilisée dans les modèles montre donc ses limites dans cette zone.

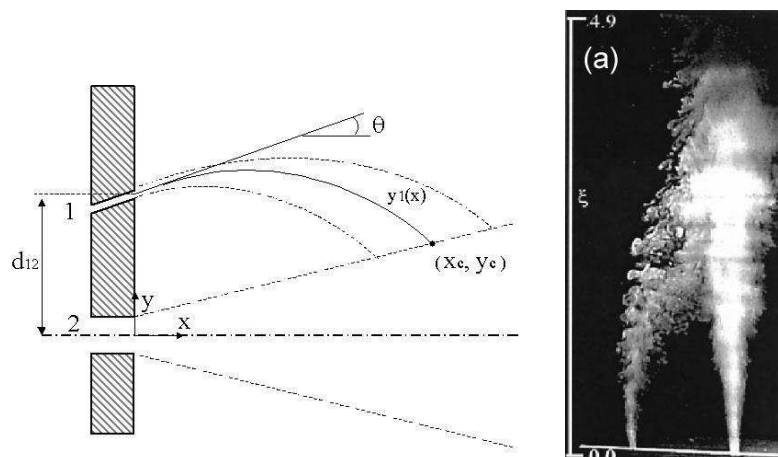


Figure 2.4 – Configuration étudiée par Grandmaison. (a) schéma (b) maquette expérimentale (tiré de [61]).

Evaluation des modèles sur le calcul de l'interaction entre jets

Le mode Oxydation sans Flamme consiste à diluer les réactifs par les produits de combustion avant leur rencontre. La combustion a alors lieu en atmosphère diluée (concentration en O_2 de l'ordre de 2 - 3 %). Afin de maximiser la quantité de produits de combustion entraînée par les réactifs, le comburant et le combustible sont injectés séparément par des orifices suffisamment distants les uns des autres. L'écoulement est donc caractérisé par l'interaction entre des jets d'impulsions différentes (l'impulsion ou flux de quantité de mouvement est définie par $G = \text{débit} \times \text{vitesse}$). A titre d'exemple, le brûleur NFK HRS¹ est constitué d'un jet d'air à haute impulsion (comburant), qui interagit avec deux jets de faible impulsion (jets de combustible). Typiquement, dans le cas d'une combustion avec de l'air et du gaz naturel, et si les vitesses initiales sont équivalentes pour les trois jets, on aura :

$$\frac{G_{air}}{G_{gaz}} \approx 40 \quad (2.4)$$

Pour savoir si les modèles de turbulence reproduisent bien le phénomène d'interaction entre jets et le phénomène d'entraînement des produits de combustion, nous les avons testé sur une géométrie simple et confronté à des corrélations issues de la littérature. Grandmaison et al. [61] ont précisément analysé l'interaction entre deux jets d'impulsions différentes. La figure 2.4 montre la configuration étudiée. Le jet 2 (jet de comburant) modifie la trajectoire du jet 1 (jet de combustible). Le point de confluence (X_c, Y_c) des deux jets est défini comme l'endroit où la trajectoire du jet 1 coupe le rayon du jet 2. Ces équations sont disponibles en annexe B.

¹Le brûleur NFK HRS est le brûleur à Oxydation sans Flamme utilisé pour les validations expérimentales (cf. § 2.3 et § 3.3).

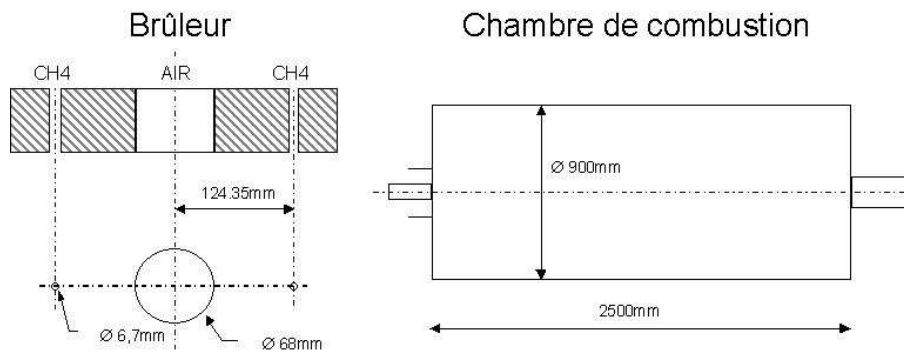


Figure 2.5 – Configuration du cas-test.

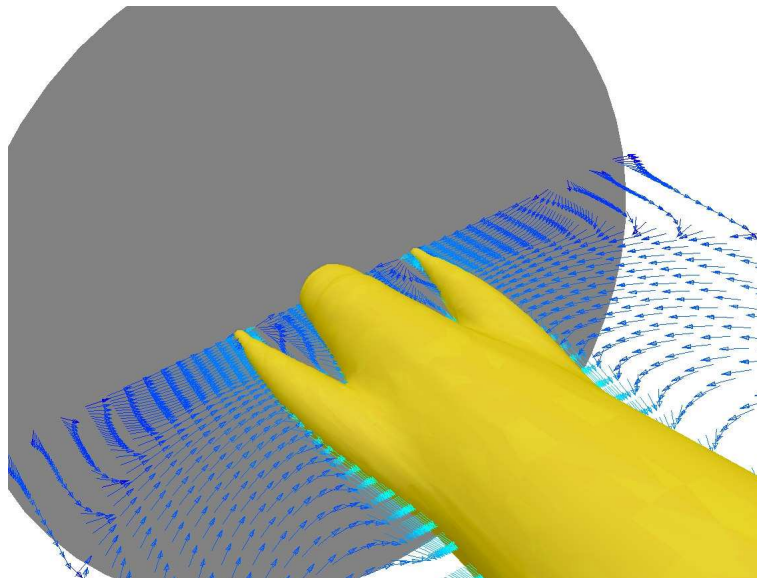


Figure 2.6 – Enveloppe des jets et vecteurs vitesse dans le plan du brûleur (calcul CFD).

Les auteurs ont élaboré et validé expérimentalement des corrélations donnant la trajectoire du jet 1, le rayon du jet 2 et la quantité de fluide ambiant entraînée par les jets au point de confluence. À partir d'une configuration semblable à celle du brûleur NFK (cf. figure 2.5), ces critères ont été calculés par les corrélations et par le modèle CFD en 3D. Le combustible est le méthane, et les débits injectés correspondent à une puissance de 200 kW et un facteur d'air de 1,1. L'écoulement est non-réactif, c'est-à-dire que la combustion du méthane dans l'air n'est pas calculée.

La figure 2.6 montre un résultat du calcul CFD avec le modèle $k - \varepsilon$ standard. On peut y observer le phénomène d'aspiration des deux jets de combustible dans le jet d'air central, ainsi que l'entraînement du fluide ambiant par les jets.

Les figures 2.7 (a), (b), (c) et (d) montrent les résultats obtenus respectivement par

2.2. PRÉ-SÉLECTION DES MODÈLES DE FERMETURE

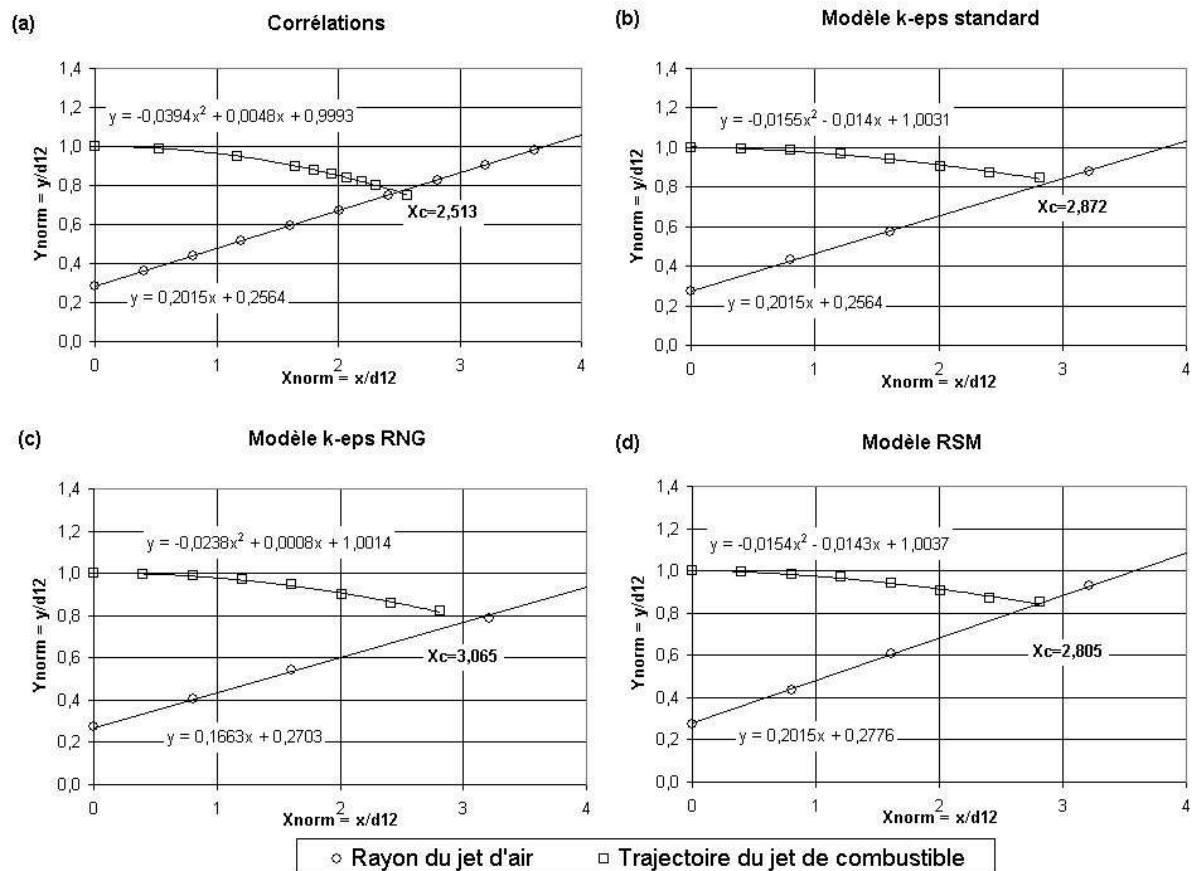


Figure 2.7 – Trajectoires calculées (a) par corrélations et (b) (c) (d) par les modèles de turbulence.

les corrélations, par le modèle $k - \varepsilon$ standard, le modèle $k - \varepsilon$ RNG et le modèle RSM. Sur chaque figure sont reportés la trajectoire adimensionnée du jet de combustible et le rayon adimensionné du jet de comburant. Les abscisses et ordonnées x et y sont adimensionnalisées par la distance d_{12} entre les injecteurs (cf. figure 2.4). Le rayon du jet d'air est obtenu en exportant pour chaque abscisse la coordonnée radiale du point où la vitesse axiale est égale à 1% de la vitesse axiale maximale (vitesse sur l'axe). La trajectoire du jet de combustible est obtenue en exportant pour chaque abscisse la coordonnée radiale où la fraction massique de CH_4 est maximale (méthode préconisée par Grandmaison et al.). Les courbes obtenues ont été approximées par des équations polynomiales, afin de calculer l'abscisse X_c du point de confluence des deux jets.

La figure 2.8 permet de comparer la quantité de fluide ambiant entraîné par les jets à l'abscisse $x = X_c$. Ce débit recirculé relatif K est défini par :

$$K = \frac{\dot{m}_{X_c} - (\dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{air})}{\dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{air}} \quad (2.5)$$

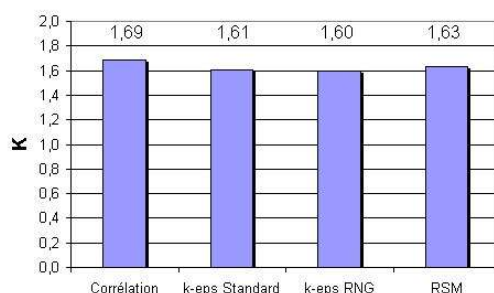


Figure 2.8 – Débit recirculé relatif au point de confluence des jets.

Tableau 2.1 – Différences observées entre les modèles de turbulence et les corrélations.

	$k - \varepsilon$ standard	$k - \varepsilon$ RNG	Reynolds Stress Model	Corrélations
X_c	0	-6,72 %	-2,33 %	-12,5 %
K	0	-0,62 %	1,24 %	4,47 %

\dot{m}_{CH_4} , \dot{m}_{air} , \dot{m}_{X_c} sont respectivement les débits massiques de méthane, d'air et le débit total (air+ CH_4 +fluide ambiant entraîné) à l'abscisse X_c .

En prenant le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard comme référence (ce choix est arbitraire, car aucune des méthodes comparées n'est une solution exacte au problème), les différences observées avec les autres modèles et le calcul par les corrélations sont données dans le tableau 2.1.

Les différences entre les modèles de turbulence sont faibles. L'ordre de grandeur des valeurs calculées par les corrélations issues des lois physiques des jets est bon, mais l'écart avec les modèles de turbulence est plus important que les écarts entre les modèles. Ceci peut s'expliquer par les approximations contenues dans les corrélations. Notamment, le débit de fluide ambiant entraîné par les jets de combustible est calculé en adaptant la loi d'entraînement d'un jet isolé. En réalité l'entraînement est plus faible à cause de la présence du jet de comburant.

Sélection du modèle

Trois modèles de turbulence ont été évalués :

- le modèle $k - \varepsilon$ standard,
- le modèle $k - \varepsilon$ RNG,
- le modèle RSM (Reynolds Stress Model).

Ces modèles ont été confrontés à des données expérimentales pour le cas d'un écoulement avec zone de recirculation, et à des corrélations issues des lois physiques des jets dans le cas d'une configuration proche d'un brûleur à Oxydation sans Flamme. Cette étude a montré que les modèles donnent des résultats similaires en termes :

- de champ de vitesse moyenne dans les zones de recirculation,
- d'interaction entre des jets d'impulsions différentes (point de confluence des jets, débits de fluide ambiant entraînés par les jets).

Les prédictions des modèles sont très bonnes en ce qui concerne le développement des jets. Les résultats sont moins bons dans les zones de recirculation, où les écarts avec l'expérience peuvent être importants. Le passage à un modèle de turbulence de type LES pourrait donner de meilleurs résultats. Sa mise en œuvre n'est cependant pas envisageable actuellement, car d'une part les temps de calcul sont encore très importants et d'autre part le couplage avec les modèles de combustion n'est pas encore arrivé à maturité. Ces observations nous amènent à choisir *le modèle $k - \varepsilon$ standard* dans la suite de l'étude, car il donne des résultats comparables aux autres modèles, tout en demandant des temps de calculs moins importants et une robustesse accrue (facilité de convergence des calculs).

2.2.2 Modélisation du rayonnement

Dans les procédés à haute température, le mode de transfert thermique dominant est le rayonnement. Il est donc essentiel de le prendre en compte pour prédire correctement l'énergie cédée par les produits de combustion vers les parois, ainsi que les échanges entre parois. Le problème du transfert par rayonnement dans une enceinte de combustion est particulièrement complexe, ce qui explique que l'implantation de modèles dans les codes de CFD ait été assez tardive. La complexité est due d'une part à la difficulté de résolution de l'Equation du Transfert Radiatif (ETR) dans une enceinte tridimensionnelle, et d'autre part au calcul de la contribution volumique des espèces CO_2 et H_2O au rayonnement.

Résolution de l'Equation du Transfert Radiatif

L'équation de base décrivant le rayonnement thermique en milieu participatif est appelée Equation du Transfert Radiatif (ETR) [156]. La forme différentielle de cette équation donne l'expression de la luminance spectrale I_λ le long d'un trajet s :

$$\frac{dI_\lambda(s)}{ds} = -(\kappa_\lambda + \sigma_\lambda)I_\lambda(s) + \kappa_\lambda I_{b\lambda}(s) + \frac{\sigma_\lambda}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\Omega)\Phi_\lambda(\Omega_i, \Omega) d\Omega_i \quad (2.6)$$

Avec κ_λ le coefficient spectral local d'absorption, σ_λ le coefficient spectral local de diffusion et Φ la fonction de phase, interprétée physiquement comme le ratio de la luminance

diffusée dans une certaine direction sur la luminance diffusée si le phénomène de diffusion était isotrope. Dans le cas de l'Oxydation sans Flamme, la présence de particules (suies) pouvant diffuser peut être négligée. L'ETR se réduit à :

$$\frac{dI_\lambda(s)}{ds} = -\kappa_\lambda(I_\lambda(s) - I_{b\lambda}(s)) \quad (2.7)$$

Les conditions aux limites pour l'ETR sont définies en terme d'absorption, d'émission et de réflexion des parois. L'intégration de l'équation (2.7) conduit à une expression de conservation de l'énergie radiative, fournissant le terme source radiatif dans l'équation de l'énergie.

La solution exacte de l'ETR est disponible seulement pour des géométries très simples. Des méthodes numériques approchées ont donc été développées. L'essor des moyens de calculs de plus en plus puissants a permis de mettre en œuvre des méthodes de plus en plus précises. Howell [71] liste les principales qualités d'un modèle de résolution de l'ETR :

- Il doit être applicable à des problèmes tri-dimensionnels.
- Il doit prendre en compte des milieux non-homogènes, non-isothermes.
- La discrétisation doit être compatible avec celle des autres équations gouvernant le système.
- Les propriétés spectrales du milieu gazeux doivent être facilement intégrables.
- La diffusion anisotropique doit pouvoir être traitée.

La littérature fournit de nombreuses rétrospectives présentant les méthodes répondant totalement ou partiellement aux critères précédents. Les plus significatives sont celles de Viskanta et Menguc [178], Howell [71], et plus récemment Carvalho et Farias [22]. Les modèles les plus communément utilisés en CFD sont les suivants :

- La méthode des Harmoniques Sphériques (P-N) [177].
- La méthode des Ordonnées Discrètes (DOM) [47].
- La méthode des Ordonnées Discrètes - Volumes Finis (DO-FVM) [136].
- La méthode des Transferts Discrets (DTM) [98].

Les trois premières méthodes peuvent être regroupées sous le nom générique des *méthodes de flux*. Elles sont basées sur une hypothèse concernant la variation de la luminance en fonction de la direction de propagation.

La *méthode des Harmoniques Sphériques* [177] a été mise en œuvre par Selcuk [152], et plus récemment par Quinqueneau et al. [133], Ishii et al. [75], Zhang et al. [194] en ce qui concerne des fours équipés de brûleurs à Oxydation sans Flamme. Elle consiste à développer la luminance en une série de fonctions harmoniques sphériques. Si l'ordre N de la série tend vers l'infini, la solution tend vers la solution exacte. L'ordre 1 suffit généralement pour obtenir une précision acceptable.

La *méthode des Ordonnées Discrètes (DOM)* [47] a été largement utilisée. L'angle solide total de 4π entourant chaque point de l'espace est divisé en plusieurs angles solides, adjoints à des directions de propagation de la luminance. La luminance est supposée constante dans chaque angle solide. L'Equation du Transfert Radiatif est alors résolue pour chacune des directions discrètes. La discrétisation directionnelle était initialement obtenue par une méthode de Gauss. Fiveland [47] a proposé une méthode appelée $S - n$, donnant de meilleurs résultats. L'indice n est l'ordre de discrétisation, et représente le nombre de cosinus directeurs suivant chaque axe. Le nombre total de direction est ainsi $N = n(n + 2)$. Muller [116] l'a mis en œuvre avec succès pour la modélisation des fours de réchauffage, Hayes et al. [66] dans le cas d'un four de fusion du verre.

La *méthode des Ordonnées Discrètes - Volumes Finis (DO-FVM)* [136] est similaire à la méthode DOM, dans la mesure où un nombre discret de directions de propagation est choisi. Cependant, la manière de discrétiser l'ETR est différente. L'intégration des flux est calculée sur chaque face des volumes de contrôle, au lieu des points du maillage dans le cas des Ordonnées Discrètes. En ce qui concerne les procédés utilisant l'Oxydation sans Flamme, la méthode DO-FVM a été utilisée par Tabacco et al. [170], Pesenti et al. [126] et Bolettini et al. [11].

Enfin, la *méthode des transferts discrets (DTM)* de Lockwood et Shah [98] est une méthode hybride car elle combine des caractéristiques provenant de plusieurs classes de méthode. Elle s'inspire tout d'abord de la méthode de Monte-Carlo [70, 46]. Celle-ci consiste à choisir arbitrairement une émission d'un photon dans une certaine direction, puis à suivre sa propagation dans l'enceinte jusqu'à son absorption finale dans une paroi où dans le milieu participatif. La méthode DTM se démarque néanmoins de la méthode de Monte-Carlo car les directions de propagation sont fixées. Chaque rayon est supposé contenir le flux radiatif de toute la portion de l'angle solide auquel il appartient. En cela, la méthode DTM reprend l'hypothèse des méthodes de flux. Wieringa [184] l'a appliquée à un four de verrerie, mais souligne les possibles erreurs en cas de mauvaise utilisation du modèle. Uede et al. [175] ainsi que Blanco et al. [10] ont simulé des fours de réchauffage sidérurgiques. Les études de l'Oxydation sans Flamme utilisant la méthode DTM comptent notamment les travaux de Weber et al. [183], Piepers et al. [130] et Coelho et al. [26].

Coelho et al. [25] ont comparé les méthodes DOM, DO-FVM et DTM dans le cas d'enceintes 2D et 3D comportant des obstacles de faible épaisseur (cloisons). Les auteurs ont constaté une précision identique, mais des temps de calcul inférieurs pour les méthodes DOM et DO-FVM. Les considérations ci-dessus ne permettent pas de faire un choix définitif pour un modèle particulier. Un cas de validation de la littérature a donc été mis en œuvre. Le cas étudié est une enceinte parallélépipédique dans laquelle le champ de température est fixé (cf. figure 2.9). Ce cas de référence est décrit dans [22]. La sole du four constitue un puits thermique car sa température est très inférieure au reste de l'enceinte.

La figure 2.10 montre le résultat des calculs de flux nets dans l'axe de la sole et la

2.2. PRÉ-SÉLECTION DES MODÈLES DE FERMETURE

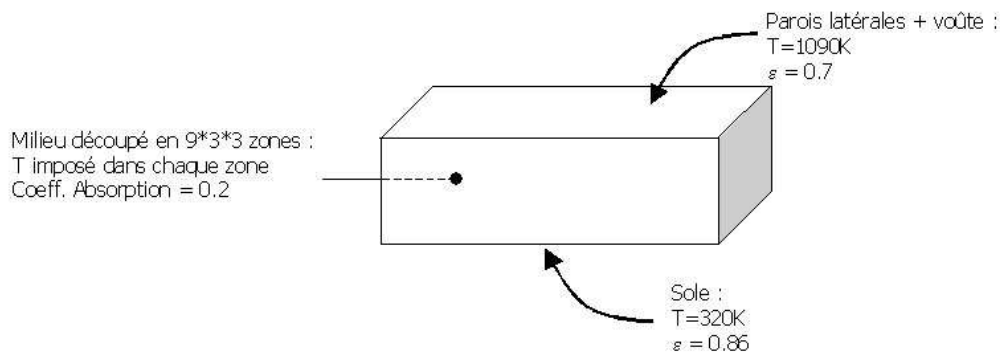


Figure 2.9 – Cas de référence pour la modélisation du rayonnement.

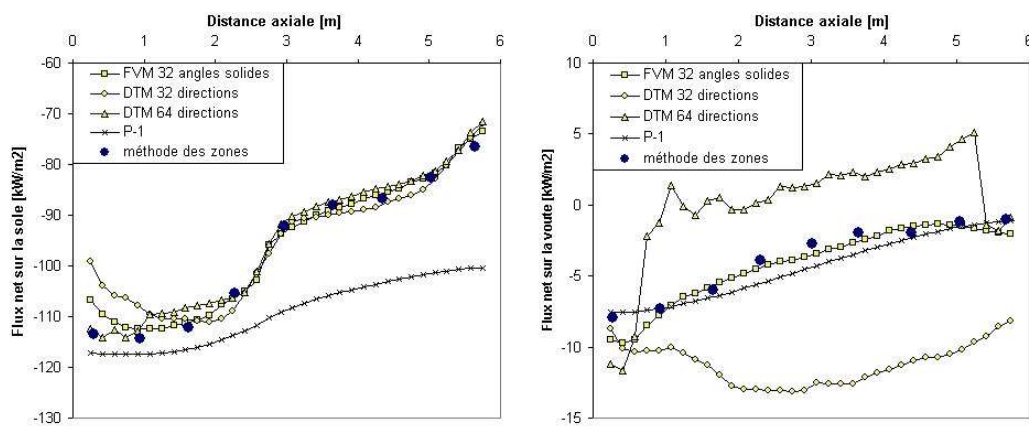


Figure 2.10 – Comparaison des modèles radiatifs sur le cas de référence.

voûte. Les points correspondant à la méthode des zones sont tirés de la littérature [22], et sont utilisés comme résultats de référence.

Les résultats montrent que :

- la méthode P-1 ne donne pas de résultats satisfaisants dans le cas d'un milieu très hétérogène en température,
- la méthode DTM donne des résultats satisfaisants en ce qui concerne le flux net échangé par le puits thermique (la sole), mais au prix d'une augmentation du nombre de directions (64). Le flux net échangé par la voûte n'est pas calculé correctement, même avec 64 directions,
- la méthode DO-FVM avec une discrétisation en 32 angles solides (soit une séparation d'un quart de l'espace en 2 angles polaires et 2 angles azimutaux) donne des résultats proches de la méthode des zones, à la fois sur la sole et sur la voûte.

Ces résultats nous incitent à retenir la méthode des *Ordonnées Discrètes - Volumes Finis (DO-FVM)* avec une discrétisation en 32 angles solides.

Calcul des propriétés radiatives des fumées

Dans une enceinte de combustion, les gaz forment un milieu semi-transparent. Pour une flamme de gaz naturel, les espèces participant au rayonnement sont principalement la vapeur d'eau et le dioxyde de carbone, la participation des autres espèces ou des suies est généralement négligeable. En dessous de la température de dissociation, ces produits de combustion émettent et absorbent le rayonnement électromagnétique dans une multitude de lignes spectrales très étroites, qui peuvent se superposer pour former les bandes dites vibro-rotationnelles. Le spectre se situe dans le proche infrarouge (longueur d'onde comprise entre 1 et 20 μm). Cette forte dépendance spectrale rend le calcul du transfert radiatif particulièrement complexe. La dépendance des propriétés radiatives à la composition et à la température du milieu accroît la difficulté du problème. Il s'agit donc de trouver une méthode efficace pour intégrer l'ETR sur tout le spectre, sans avoir à la résoudre pour chaque ligne spectrale (ce qui reviendrait à résoudre l'ETR environ 10^6 fois). Le développement de telles méthodes constitue un domaine de recherche à part entière. Les travaux s'étendent de la génération de données spectrales très détaillées au développement de modèles simplifiés capables d'être intégrés dans une modélisation globale. Les sections suivantes décrivent brièvement les principaux moyens de calculer les propriétés radiatives des produits de combustion.

Approche LBL (Line-By-Line). L'approche Line-by-Line permet de traiter les propriétés radiatives spectrales de manière exacte. Le coefficient d'absorption spectral κ_λ est calculé en faisant la somme des contributions de toutes les lignes de manière indépendante. Bien entendu, cette méthode ne peut pas être appliquée à un problème industriel tri-dimensionnel car les efforts de calcul à fournir sont considérables. Elle est cependant utilisée comme méthode de référence pour générer des cas de validation mono-dimensionnels et tester des modèles plus simples (voir par exemple [129]).

Modèles de bandes. Le principe de base de cette classe de modèles est de moyenniser le spectre en regroupant les lignes spectrales par bandes plus ou moins larges. L'intégration se fait alors sur ces bandes, ce qui réduit considérablement les temps de calcul par rapport à la méthode LBL. On peut citer par exemple le modèle statistique à bandes étroites (SNB) [57, 100, 162], le modèle à bandes larges d'Edwards (EWB) [40, 84]. Ces modèles de bandes, bien qu'ils offrent un compromis précision / temps de calcul supérieur au modèle LBL, sont très peu utilisés dans les calculs CFD tri-dimensionnels, et ceci pour plusieurs raisons :

- Les modèles de bandes calculent la transmittivité d'une colonne de gaz moyennée sur une bande de longueur d'onde. Or la plupart des méthodes de résolution de l'ETR (DOM, DO-FVM, etc.) utilisent le plus souvent la propriété radiative fondamentale, c'est-à-dire le coefficient d'absorption κ_λ . L'implémentation des modèles de bandes n'est donc pas directe.

- Deuxièmement, l’implémentation rigoureuse de ces méthodes conduit à un terme corrélant le coefficient d’absorption spectral et la luminance spectrale, ce qui complique considérablement l’ETR.
- Enfin, la prise en compte de parois réfléchissantes complique encore le problème, au détriment du temps de calcul.

Une méthode de bandes permettant de contrecarrer les inconvénients énoncés ci-dessus reçoit actuellement une attention particulière de la part de la communauté scientifique. Cette méthode appelée CK (correlated K-distribution), développée à l’origine pour le rayonnement atmosphérique, consiste à remplacer l’intégration sur la longueur d’onde par une intégration sur le coefficient d’absorption. Les bandes du spectre sont réorganisées de manière à « classer » les lignes par coefficient d’absorption, et obtenir ainsi une fonction de distribution monotone croissante. L’intégration de la fonction de distribution peut se faire par quadrature numérique, ce qui réduit les temps de calcul. De plus, l’implémentation de la méthode CK dans la solution de l’ETR est plus facile. Différents auteurs ont participé à l’amélioration de la méthode, afin de réduire les temps de calculs ou améliorer sa précision [95, 96, 104].

Modèles globaux. Le modèle global le plus simple est le modèle de Gaz Gris (GG), qui consiste à calculer l’émissivité totale du gaz ϵ_g , soit par des tables (ex : tables de Hottel [69]), soit par des polynômes [89, 90, 172], soit par des corrélations issues des modèles WSGG (Weighted Sum of Gray Gases) décrits au paragraphe suivant. Le coefficient d’absorption gris κ est ensuite calculé par la formule :

$$\kappa = -\frac{1}{pL} \ln [1 - \epsilon_g] \quad (2.8)$$

p est la pression totale, L désigne une longueur caractéristique du système, qui peut être la longueur moyenne de rayon telle que définie par Hottel et Sarofim [69], ou bien la dimension caractéristique d’une cellule du maillage dans le cas d’un calcul CFD. Comme l’explique Lallemand et al. [84], cette formulation ne repose pas sur une base théorique solide. Elle consiste à postuler que la loi de Beer est vérifiée pour les gaz, c’est-à-dire que l’absorptivité tend vers 1 lorsque pL tend vers l’infini. Ceci est impossible à cause des « fenêtres » dans le spectre. Cependant, la méthode de gaz gris est celle retenue dans la majorité des calculs CFD actuels, car d’une part l’ETR n’est résolue qu’une seule fois, ce qui en fait la méthode la plus rapide, et d’autre part plusieurs cas de validations expérimentales dans des enceintes de combustion ne l’ont pas mise en défaut.

La méthode des gaz gris pondérés (Weighted-Sum-of-Gray-Gases - WSGG) est une méthode globale plus représentative du rayonnement des gaz. Proposée par Hottel et Sarofim [69], elle consiste à remplacer le gaz par un certain nombre N de gaz (typiquement de 3 à 5). Les échanges radiatifs sont calculés séparément pour chacun des gaz, puis le flux total est obtenu simplement en ajoutant les flux de chaque gaz, pondérés par des facteurs.

L'un des gaz est obligatoirement transparent, pour prendre en compte les « fenêtres » entre les lignes d'absorption. La précision de la méthode réside dans le choix des coefficients de pondération. Ils doivent normalement être adaptés à chaque système, car ils dépendent de la composition, de la pression, de la température, etc. Plusieurs auteurs ont proposé des corrélations pour une composition et une pression données. Les coefficients pondérateurs sont alors des polynômes en fonction de la température du gaz. Les corrélations les plus utilisées sont celles de Smith et al. [158], Taylor et Foster [172], Truelove [139], et Soufiani et Djavdan [161].

Malgré la pauvreté de sa représentation physique, le modèle Gaz Gris est utilisé dans la plupart des cas de simulation CFD des enceintes de combustion. Plusieurs facteurs motivent ce choix :

- Le milieu gazeux peut souvent être considéré comme homogène, car le volume de la flamme est bien inférieur au volume de l'enceinte. L'erreur commise par l'approche Gaz Gris n'en est que plus faible.
- Le terme source issu de la combustion est largement supérieur au terme source radiatif. Ainsi, une erreur importante sur les propriétés radiatives engendrera quelques pour-cents de différence sur le flux reçu en paroi.
- Les échanges paroi-paroi sont souvent prépondérants sur les échanges gaz-paroi.
- Dans le contexte des hypothèses utilisées dans les autres modèles (écoulement turbulent, combustion), l'apport d'un modèle complexe de propriétés radiatives n'est pas garanti.

Il faut ajouter à cela la rapidité de calcul et le fait que les modèles plus complexes ne soient pas implantés dans les codes de CFD les plus répandus. Le modèle Gaz Gris a cependant pu être comparé au modèle WSGG dans la suite de ces travaux (cf. chapitre 3). La stratégie de modélisation n'est pas basée sur un outil de CFD, mais permet d'effectuer des calculs radiatifs 3D en milieu participatif. Il a été démontré que dans un four industriel, les différences entre GG et WSGG n'excèdent pas quelques pour cents lorsque les différences de température dans l'enceinte sont importantes. Les écarts sont négligeables lorsque la température est relativement homogène. Ströhle et al. [166] ont également évalué plusieurs modèles de propriétés radiatives (Gaz Gris, CK) en confrontant les résultats à des mesures de température dans une chaudière à charbon. Les écarts entre le modèle Gaz Gris et le modèle CK se sont avérés inférieurs à l'incertitude des mesures.

Pour toutes ces raisons, nous utiliserons pour la suite *un modèle de type Gaz Gris*, en calculant l'émissivité du milieu par les corrélations de Smith, Shen et Friedman [158]².

²Remarque : ces corrélations ont été développées pour alimenter un modèle WSGG, mais peuvent également servir pour calculer une émissivité totale (cf. équation 2.8).

2.2.3 Modélisation de la combustion

Les différentes approches pour traiter la combustion

Après la turbulence et le rayonnement, la combustion des hydrocarbures est le dernier phénomène physique à modéliser pour compléter la représentation d'un brûleur. La combustion est une suite de réactions globalement exothermiques. Si l'on prend l'exemple de la combustion du méthane dans l'air, l'ensemble des réactions dites « élémentaires » fait intervenir plusieurs centaines d'espèces [13]. Les temps caractéristiques de ces réactions s'étendent sur un spectre temporel très large : de la picoseconde pour les réactions les plus rapides (entre radicaux) jusqu'à la seconde pour la recombinaison du CO par exemple. Il est bien sûr illusoire de vouloir inclure le schéma cinétique complet dans un calcul CFD, au regard des puissances de calcul actuelles. La modélisation des flammes non-prémélangées turbulentes est toujours l'objet de nombreux travaux (voir par exemple la rétrospective de Veynante et Vervisch [176]) et donnent naissance à des modèles de plus en plus évolués. Cependant, deux approches apparues dans les années 70 sont toujours les plus largement utilisées. Il s'agit des modèles de fraction de mélange et Eddy Break-Up, brièvement décrits ci-après.

Le modèle de fraction de mélange associé à une PDF (Probability Density Function). Cette première approche permettant de simplifier la représentation de la combustion est basée sur la notion de fraction de mélange. Lorsque le combustible et le comburant sont injectés dans une enceinte séparément, il est possible de définir une grandeur chimiquement inerte appelée fraction de mélange f . Ce scalaire reflète le « degré de mélange » du combustible et de comburant :

$$f = \frac{m_f}{m_f + m_{ox}} \quad (2.9)$$

m_f et m_{ox} sont les masses de constituants trouvant leur origine respectivement dans la source de combustible et de comburant. f est donc égale à 1 dans le jet initial de combustible et 0 dans le jet de comburant. L'avantage de la fraction de mélange est que tout autre scalaire fonction de f (comme la masse volumique ou la fraction massique d'une espèce chimique) peut être calculée grâce à la valeur locale de f , en faisant l'hypothèse d'équilibre chimique. Il suffit donc pour résoudre le système d'ajouter une équation de transport sur f , de la même forme que les autres équations de conservation aux dérivées partielles. Au sein de l'écoulement turbulent, la fraction de mélange va fluctuer autour d'une valeur moyenne en tout point de l'enceinte. C'est la modélisation de ce terme qui va permettre de caractériser la combustion, en fonction des conditions du mélange et des réactions chimiques. La méthode la plus largement répandue consiste à utiliser une fonction de densité de probabilité (PDF) pour calculer la composante fluctuante de f . Des études expérimentales sur des flammes non-prémélangées ont permis de définir plusieurs

fonctions de densité de probabilité. La plus utilisée est la fonction β , qui permet de représenter au mieux le phénomène de combustion turbulente.

Le modèle EBU (Eddy Break-Up). Ce modèle consiste à représenter la combustion par une ou plusieurs réactions globales. Ces réactions ne font intervenir qu'un nombre raisonnable N d'espèces. $N - 1$ équations de conservation aux dérivées partielles sont alors ajoutées au calcul CFD. Le taux de disparition ou de création de chaque espèce apparaît dans ces équations. La difficulté de ce type de modèle est donc d'évaluer ce terme, qui dépend à la fois de la cinétique chimique et des conditions du mélange entre le combustible et le comburant. Le modèle EBU de Magnussen et Hjertager [101] relie le taux de réaction au taux de dissipation des tourbillons turbulents contenant les réactifs et les produits de combustion. L'hypothèse d'une chimie infiniment rapide doit donc être vérifiée. Le taux de dissipation des tourbillons est supposé proportionnel au ratio ε/k (ε : taux de dissipation de l'énergie cinétique de la turbulence; k : énergie cinétique de la turbulence). Une constante de proportionnalité A est utilisée pour les tourbillons contenant les réactifs et une constante B pour ceux contenant les produits. Deux taux de réaction sont calculés simultanément, le plus petit est celui qui gouverne la réaction :

$$R = A \frac{\varepsilon}{k} \min(\bar{c}_f, \bar{c}_{ox}/r_f) \quad (2.10)$$

$$R = A \cdot B \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\bar{c}_p}{1 + r_f} \right) \quad (2.11)$$

\bar{c}_f , \bar{c}_{ox} et \bar{c}_p sont respectivement les concentrations locales moyennes du combustible, du comburant et des produits. r_f est le coefficient stœchiométrique (oxygène nécessaire pour brûler 1 kg de combustible). Les coefficients A et B sont déterminés empiriquement. Comme l'expliquent Brizuela et Bilger [17], le choix de ces coefficients est difficile et n'est pas universel car ils dépendent de l'écoulement, et varient fortement au sein de la zone de combustion. Il est donc préférable de valider le choix de ces coefficients par des données expérimentales pour chaque type de brûleur.

Sélection des modèles

En ce qui concerne les travaux de modélisation de brûleurs à Oxydation sans Flamme disponibles dans la littérature, il n'y a pas d'unanimité quant à la supériorité d'un modèle de combustion par rapport à un autre. Wüning et al. [185] ont mis en œuvre un modèle à une réaction globale, et l'ont validé sur une mesure de température dans l'axe d'un brûleur de 200kW. Tabacco [170] a également comparé des profils de température axiaux avec les résultats des modèles PDF et EBU, pour un brûleur de 40kW. Il a conclu que le modèle PDF donne de meilleurs résultats pour une température de process élevée (1150°C). De

Tableau 2.2 – Coefficients utilisés pour alimenter le modèle EBU.

Auteurs	A	B
Magnussen et Hjertager [101]	4	0.5
Peters et Weber [127]	0.6	∞

même, Quinqueneau et al. [133] et Ishii et al. [75] ont mis en œuvre le modèle PDF et l'ont validé avec succès grâce à des mesures de température. A l'inverse, Piepers et al. [130] ont démontré que l'hypothèse de chimie infiniment rapide n'est pas applicable en régime d'Oxydation sans Flamme. Fleck et al. [49] ont comparé les résultats du modèle EBU de Magnussen à des mesures de vitesse, d'espèces chimiques et de température, pour un brûleur de 320kW. Les résultats montrent que ce modèle surestime le taux de réaction. Pesenti et al. [126] ont obtenu des résultats satisfaisants à la fois avec le modèle PDF et EBU, en terme de prédiction de température et de flux radiatif en paroi. Enfin, Mancini et al. [103] ont testé 6 modèles de combustion et comparé les résultats avec des mesures de vitesse, espèces chimique et température dans la flamme d'un brûleur de 580kW. Les auteurs ont obtenu les meilleurs résultats avec le modèle EBU à 2 réactions, en fixant les valeurs des coefficients A et B aux valeurs préconisées par Peters et Weber [127].

Comme il n'est pas possible de conclure grâce aux travaux précédents, quatre modèles de combustion ont été évalués dans notre étude :

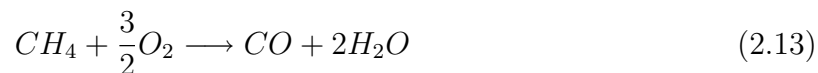
- Le modèle PDF β .
- Le modèle EBU à 1 réaction globale :



Les coefficients A et B ont été fixés à des valeurs préconisées par deux auteurs différents (cf. tableau 2.2).

- Le modèle EBU à 2 réactions globales :

L'intermédiaire réactionnel CO est ici pris en compte.



Dans ce cas, les coefficients de Peters et Weber ($A = 0.6$, $B = \infty$) ont été appliqués aux deux réactions globales. La valeur infinie de B signifie que le taux de réaction calculé par l'équation 2.11 sera toujours supérieur au taux de réaction calculé par l'équation 2.10.

2.2. PRÉ-SÉLECTION DES MODÈLES DE FERMETURE

Ce dernier sera donc celui qui gouverne la réaction. En pratique, l'équation 2.11 pourra être retirée du modèle, ou le coefficient B fixé à une valeur très grande.

2.3 Validation expérimentale par des mesures dans la flamme

Dans le cadre du projet InterNOx (partenariat entre Gaz de France, IRSID/Arcelor et Stein-Heurtey), Gaz de France a réalisé une campagne de mesures sur un brûleur à Oxydation sans Flamme [108]. Le nombre de points de mesures est suffisamment élevé pour tracer les cartographies de vitesse, d'espèces chimiques et de température au sein même de la zone de combustion. Le degré de finesse du maillage est très élevé comparativement aux données disponibles dans la littérature [26, 75, 170, 182, 185]. Ces mesures sont donc particulièrement intéressantes pour étudier l'Oxydation sans Flamme. Les données peuvent être directement confrontées aux résultats des calculs CFD, et permettent d'analyser finement les phénomènes physiques. Il est ainsi possible de révéler les capacités de prédiction des modèles.

2.3.1 Dispositif expérimental

L'objectif de ces essais était de caractériser la flamme issue d'un brûleur à Oxydation sans Flamme de puissance nominale 200 kW. Le fonctionnement cyclique de la paire de brûleurs régénératifs a été remplacé par un fonctionnement stationnaire d'un seul brûleur, en l'alimentant en air chaud à l'aide d'un réchauffeur électrique. La température dans l'enceinte est également stabilisée à 1300°C grâce à des épingles refroidies par eau. Les entrées-sorties du système sont totalement maîtrisées et mesurées pour pouvoir alimenter le modèle CFD. L'installation d'essais et les techniques de mesure sont brièvement décrites ci-après. La description exhaustive des essais est disponible dans le rapport [108].

La cellule d'essais

La cellule d'essais (cf. figure 2.11) est composée d'une porte supportant le brûleur, d'un tronçon de mesures de longueur 1300 mm, d'un tronçon refroidi par une charge thermique amovible (tubes à circulation d'eau) et d'une cheminée pour l'évacuation des fumées.

Le tronçon de mesures dispose d'une fente longitudinale de 900 mm permettant d'effectuer des mesures dans un plan horizontal au travers d'un tampon coulissant. Dans le tronçon refroidi, deux ouvertures, situés à 1,5 m et 2 m du brûleur, donnent accès à deux profils de mesures supplémentaires.

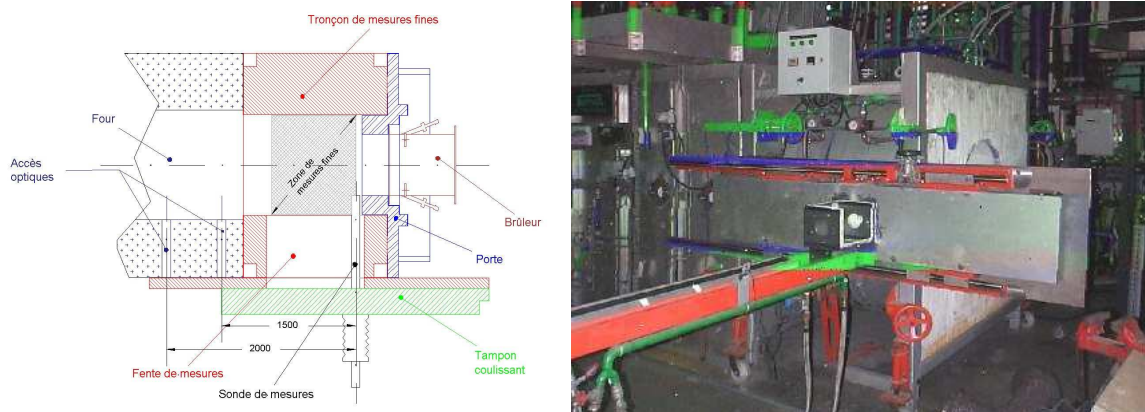


Figure 2.11 – Cellule d’essais de Gaz de France.

Le brûleur

Les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme du constructeur NFK (brûleur HRS) ont servi de support à la validation des outils de simulation. Comme expliqué au paragraphe 1.4.1, ces brûleurs régénératifs se démarquent par le type de matrice utilisée pour récupérer l’enthalpie des fumées et la transmettre au comburant. Il s’agit de structures dites « à nids d’abeille » en céramique offrant des performances supérieures à celles de la technologie classique à billes d’alumine, tout en améliorant la compacité du système [65]. Pour réaliser les mesures en régime stationnaire, la géométrie des injecteurs a été dupliquée et les bacs régénératifs ont été remplacés par un réchauffeur d’air électrique. Cette configuration permet d’alimenter le brûleur en air très chaud ($\approx 1000^\circ\text{C}$) de façon continue (cf. figure 2.12 (a)). Le corps du brûleur est constitué d’un injecteur de comburant central et de deux injecteurs de combustible diamétralement opposés, à une distance suffisante de l’injecteur de comburant pour obtenir une combustion de type Oxydation sans Flamme (cf. figure 2.12 (b)).

Instrumentation

L’instrumentation complète de la cellule d’essais se divise en quatre pôles distincts :

1. L’instrumentation *périphérique*. Elle comprend toutes les mesures concernant les conditions de fonctionnement de l’essai :
 - Température et débit de combustible.
 - Composition, température et débit de comburant.
 - Température des produits de combustion en cheminée.
 - Analyse des produits de combustion en cheminée (CO_2 , O_2 , NO_x , etc.).
 - Température dans l’axe de la voûte de la cellule.
 - Température d’entrée et de sortie de la charge thermique.



Figure 2.12 – (a) Réchauffeur d'air alimentant le brûleur NFK HRS. (b) Face avant du brûleur.

2. Le dispositif de mesure du *champ de vitesses*. Les mesures ont été obtenues par anémométrie laser à effet Doppler (ADL) [108]. Cette technique est basée sur le principe d'un réseau d'interfranges généré par le croisement de deux faisceaux laser de même longueur d'onde. L'écoulement a étéensemencé de particules traceuses de petite taille (quelques microns). En traversant le volume de mesure, elles émettent un signal appelé Doppler qui est analysé pour en déduire leur vitesse instantanée. Les points de mesure sont donnés sur la figure 2.13. La coordonnée (0,0) correspond à la sortie de l'injecteur de comburant du brûleur. Le champ de mesure est le plan passant par les injecteurs et couvrant la zone allant de 40 à 800mm en aval du brûleur, plus deux profils radiaux supplémentaires à 1500 et 2000mm du brûleur. La région obtenue englobe entièrement la zone de combustion.
3. Le dispositif de mesure des *espèces chimiques*. La technique SNPS (Sonic Nozzle Probe Sampling) a été mise en œuvre [108]. Le principe est d'aspirer un échantillon de fluide en un point donné. Cet échantillon passe par un col sonique qui a pour rôle de figer les éventuelles réactions chimiques. L'analyse des gaz en aval de la sonde est donc représentative de l'échantillon prélevé en amont. Les espèces mesurées sont O_2 , CO_2 et CO . Le maillage utilisé pour les mesures est identique à celui de la figure 2.13.
4. Le dispositif de mesure du *champ de température*. La température est mesurée par thermocouple à fil fin développé par Gaz de France [108] dans le cadre de collaboration avec le CNRS pour les études en combustion. Ils sont de type S (Platine – Platine/10% Rhodium), de type B (Platine/6% Rhodium – Platine/30% Rhodium) ou de type Ir (Iridium – Iridium/40% Rhodium). Un logiciel de compensation numérique permet en outre de corriger la mesure. En effet, les pertes par rayonnement et convection du thermocouple peuvent entraîner une différence importante entre la température de la soudure chaude et celle du milieu. Les points de mesures sont également ceux de la figure 2.13.

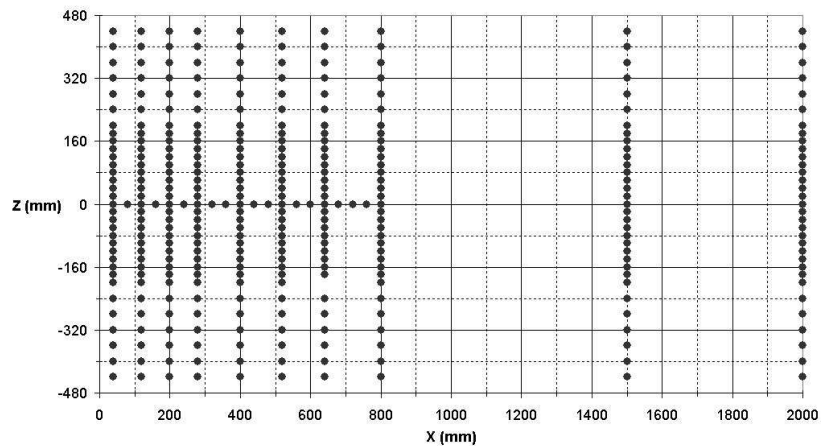


Figure 2.13 – Maillage pour les mesures détaillées dans la flamme.

2.3.2 Mise en œuvre de la simulation

Un modèle CFD de la cellule d'essais de Gaz de France a été généré avec le logiciel Fluent[®] v6.0, en suivant la démarche ci-après :

- Description géométrique et maillage du brûleur et de l'enceinte.
- Fixation des conditions aux limites.
- Choix des modèles de turbulence, rayonnement et combustion.
- Lancement et convergence du calcul itératif.
- Vérification de l'indépendance de la solution au maillage.
- Post-traitement des résultats et confrontation expérimentale.

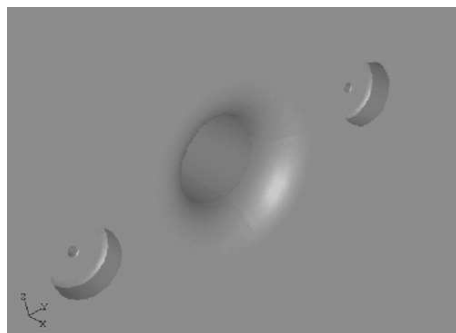


Figure 2.14 – Géométrie des injecteurs du brûleur NFK HRS-DL.

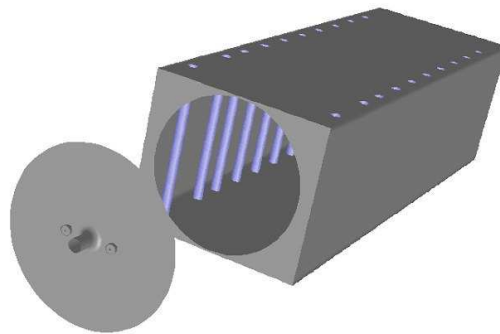


Figure 2.15 – Géométrie de l'enceinte de combustion.

Géométrie

La figure 2.14 montre la géométrie du brûleur NFK, comprenant un injecteur de combustible central et de deux injecteurs de combustible diamétralement opposés.

La figure 2.15 montre la configuration de la cellule d'essais. La flamme se développe dans un premier tronçon cylindrique, de diamètre 900 mm. Le deuxième tronçon est parallélépipédique et comprend des tubes refroidis par eau.

La longueur totale de l'enceinte est de 4,64 m. L'évacuation des fumées s'effectue à l'extrémité du four, par une cheminée verticale. Cependant, cette extraction a été « déplacée » pour le calcul dans l'axe du four, de manière à obtenir deux plans de symétrie. Cette hypothèse n'a pas d'influence sur le résultat, la cheminée étant très éloignée du brûleur. Le calcul peut alors être effectué uniquement sur 1/4 de la cellule d'essai.

Conditions aux limites

Les conditions aux limites appliquées au modèle sont regroupées dans le tableau 2.3.

La composition équivalente du gaz naturel a été calculée à partir de sa composition volumique fournie par Gaz de France. Ce gaz équivalent a été utilisé pour le modèle de combustion EBU uniquement, le modèle PDF résolvant une équation de transport sur la fraction de mélange et pas sur les espèces. La puissance évacuée par les tubes refroidis par eau est calculée à partir des mesures de débit et de température d'entrée et de sortie du fluide. La précision des thermocouples étant de $\pm 0,2C$ et celle du débitmètre de $\pm 1\%$, l'incertitude du calcul de la puissance est de $\pm 5kW$. En ce qui concerne les parois, il est possible soit d'imposer une condition de flux uniformément réparti, soit une condition de température. Ces méthodes comportent également des incertitudes, car le flux a été calculé à partir d'une mesure de température de la tôle extérieure du four, et les températures en voûte mesurées par des cannes pyrométriques affleurantes à la paroi interne de l'enceinte.

Tableau 2.3 – Conditions aux limites du modèle CFD.

	Unité	Valeur
Gaz naturel		
Composition	[-]	$C_{1.076}H_{4.076}O_{0.018}N_{0.038}$
Débit	$[Nm^3/h]$	19.12
Température	$[^{\circ}C]$	34.6
Air		
Composition	$[\%vol.]$	$O_2 : 20.8 ; N_2 : 79.2$
Débit	$[Nm^3/h]$	212.57
Température	$[^{\circ}C]$	1014.19
 Tubes refroidis		
Puissance évacuée	$[kW]$	125.5
Parois		
Puissance évacuée	$[kW]$	29.7
Température	$[^{\circ}C]$	Mesures dans l'axe de la voûte

Tableau 2.4 – Modèles choisis pour les simulations.

Turbulence	
$k - \varepsilon$ standard	
Résolution de l'Equation du Tranfert Radiatif	
DO-FVM	Angle solide divisé en 32 directions.
Calcul des propriétés radiatives des fumées	
Gaz Gris	Corrélations de Smith et al. [158]. L est calculée à partir des dimensions du domaine
Combustion	
PDF fonction β	Prise en compte de 14 espèces et radicaux : $CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, C_5H_{12}, O_2N_2, CO_2, H_2O, CO, H_2, O, H, OH$.
EBU 1 réaction	$A = 4, B = 0.5$ (coeff. Magnussen et al. [101])
EBU 1 réaction	$A = 0.6, B = \infty$ (coeff. Peters et al. [127])
EBU 2 réactions	$A = 0.6, B = \infty$ espèce intermédiaire CO .

Modèles de fermeture

L'étude précédente sur la modélisation de la turbulence, du rayonnement et de la combustion a permis de limiter le nombre de simulations en pré-sélectionnant les modèles du tableau 2.4.

Remarque : pour le modèle EBU, les chaleurs massiques des espèces sont des lois polynomiales fonctions de la température et intégrant l'effet de la dissociation des espèces à haute température. Ces lois sont disponibles par exemple dans [127], et sont reprises dans l'annexe C.

Procédure de calcul

Le calcul est itératif et est considéré comme convergé lorsque les bilans massiques et thermiques sont équilibrés (entrées=sorties) et lorsque les résidus tendent vers une asymptote, en deçà des seuils limites de convergence. Les premiers calculs ont servi à démontrer l'indépendance de la solution au maillage et à l'algorithme de discrétisation. Deux maillages de densités différentes ont été testés (cf. figure 2.16).

La figure 2.17 montre un demi-profil radial de température, à 120 mm du brûleur. Trois courbes sont superposées :

- Calcul sur le maillage de référence, schéma de discrétisation au 1^{er} ordre.
- Calcul sur le maillage fin, schéma de discrétisation au 1^{er} ordre.
- Calcul sur le maillage fin, schéma de discrétisation au 2nd ordre.

Les résultats obtenus étant très proches, le maillage de référence convergé au 1^{er} ordre a été utilisé par la suite.

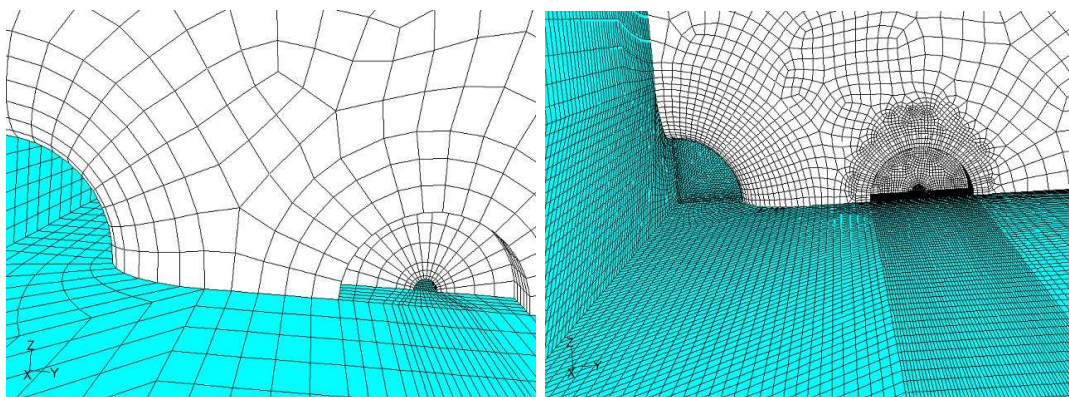


Figure 2.16 – Maillages dans la zone du brûleur. (a) Maillage de référence. (b) Maillage fin.

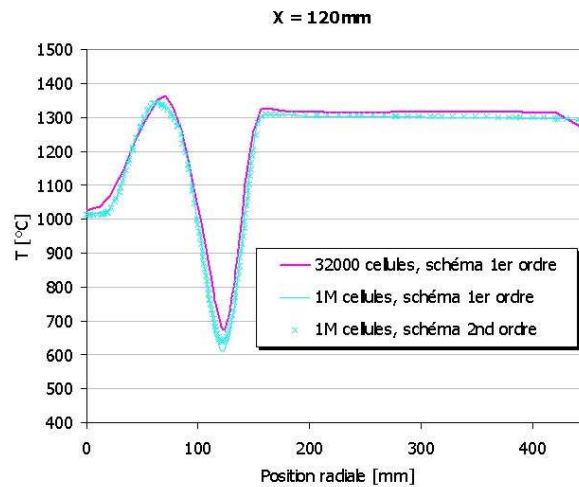


Figure 2.17 – Vérification de l'indépendance de la solution sur un profil radial de température.

2.3.3 Confrontation expérimentale : bilan thermique

Afin de respecter le bilan thermique expérimental, la méthode la plus sûre est d'imposer les flux sur toutes les surfaces de l'enceinte (tubes refroidis, parois). Les apports par l'air et le gaz étant respectés, le dernier poste du bilan - les pertes par les fumées - est obligatoirement respecté si le bilan est équilibré. La valeur expérimentale des pertes par les fumées a été calculée à l'aide d'une mesure. Le tableau 2.5 montre que le calcul reproduit fidèlement le bilan expérimental.

Cependant, les températures calculées en paroi par le modèle CFD sont largement surestimées dans le tronçon de mesure, comme le montre la figure 2.18. Plusieurs hypothèses peuvent expliquer ces différences : les pertes par les parois sont supposées uniformément réparties, alors qu'il existe inévitablement des hétérogénéités ; une partie seulement des tubes refroidis par eau est intégrée dans l'enceinte, alors qu'ils sont totalement intégrés dans le calcul ; le modèle de rayonnement sous-estime peut-être l'échange entre les tubes et les parois du tronçon.

Afin de valider le modèle CFD, nous avons choisi de fixer la température dans l'enceinte (à partir des mesures en voûte) plutôt que d'imposer les flux en paroi. La condition de flux évacué par les tubes reste appliquée. Le tableau 2.6 permet de comparer le nouveau bilan avec les mesures.

On observe que même si le bilan calculé est moins fidèle au bilan expérimental, les différences sont du même ordre de grandeur que l'incertitude des mesures. Ces conditions aux limites sont donc tout à fait acceptables, et ont été utilisées pour la validation des modèles.

2.3. VALIDATION EXPÉRIMENTALE PAR DES MESURES DANS LA FLAMME

Tableau 2.5 – Bilan thermique mesuré et calculé en imposant une condition de flux en paroi.

	Mesures [kW]	Calculs [kW]
ACTIF		
Gaz	199.4	199.4
Air	84.2	84.2
Total	283.6	283.6
PASSIF		
Eau	125.5	125.5
Parois	29.7	29.7
Fumées	124.3	123.0
Total	279.4	278.1

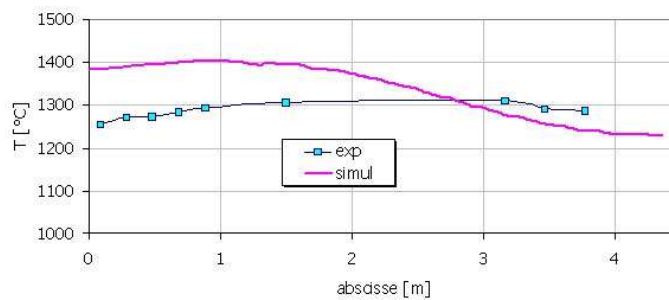


Figure 2.18 – Profils de températures mesurés et calculés dans l'axe de la voûte (condition de flux en paroi).

Tableau 2.6 – Bilan thermique mesuré et calculé en imposant une condition de température en paroi.

	Mesures [kW]	Calculs [kW]
ACTIF		
Gaz	199.4	199.4
Air	84.2	84.2
Total	283.6	283.6
PASSIF		
Eau	125.5	125.5
Parois	29.7	32.2
Fumées	124.3	131.7
Total	279.4	289.4

2.3.4 Confrontation expérimentale : champ de vitesse

Les conditions initiales des jets d'air et de combustible ne sont pas connues précisément. En effet, débit et température des fluides sont connus, mais pas le profil de vitesse dans les injecteurs. L'hypothèse du régime pleinement établi dans les tunnels a été imposée dans un premier temps. Le profil de vitesse calculé dans l'injecteur d'air est donné figure 2.19.

Le champ de vitesse calculé dans l'enceinte montre des différences notables avec les données expérimentales (cf. figure D.1). Les vitesses dans le jet d'air sont surestimées. Il faut noter également que le diamètre des jets de combustible est trop faible comparativement au maillage expérimental pour pouvoir interpréter les mesures dans la zone concernée.

Les explications suivantes peuvent être invoquées :

- Le modèle de paroi ne parvient pas à calculer correctement le décollement de la couche limite au niveau du divergent de l'injecteur d'air. D'autres modèles de paroi plus évolués ont été testés, sans améliorer les résultats.
- Le modèle $k - \varepsilon$ standard ne prédit pas correctement l'expansion du jet. Les autres modèles RANS donnent cependant des résultats comparables.
- L'hypothèse du régime établi n'est pas valable. Une mesure ponctuelle effectuée par Gaz de France dans le tunnel d'air semble confirmer cette hypothèse, car la vitesse au centre est proche de 70m/s, et non de 90m/s (calcul en régime établi). Un profil plat a donc été imposé comme condition initiale (cf. figure 2.20).

Les résultats obtenus sont alors très proches des mesures (cf. figure D.2). Ceci montre que les conditions initiales ont un impact très important sur le champ de vitesse dans l'enceinte. Cette condition initiale a été retenue par la suite. La remarque sur les jets de

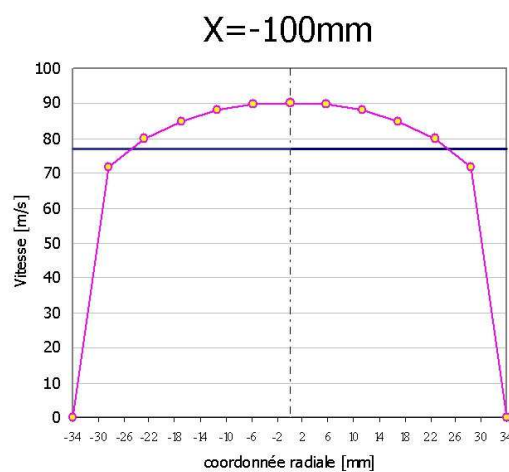


Figure 2.19 – Condition initiale de vitesse en régime établi.

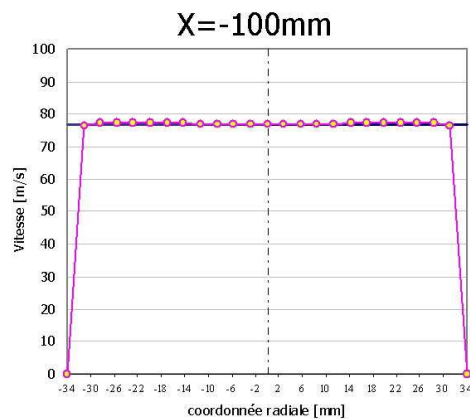


Figure 2.20 – Condition initiale de vitesse : hypothèse du profil plat.

gaz (cf. § précédent) s'applique également à ces résultats.

2.3.5 Confrontation expérimentale : espèces chimiques

Les résultats des simulations ont été confrontés aux mesures d' O_2 et de CO_2 , et aux mesures de CO quand cette donnée est calculée (modèle PDF et EBU à 2 réactions). Les résultats des quatre modèles de combustion sont discutés ci-après.

Modèle PDF β

Les figures présentées ci-après permettent de comparer les profils radiaux expérimentaux aux résultats du calcul CFD. On observe que la vitesse de progression de la combustion est correctement prédite par le modèle PDF, car la décroissance axiale de l' O_2 est relativement fidèle aux mesures (figure D.3). Cependant, les fractions volumiques de CO_2 sont largement sous-estimées de part et d'autre de l'axe du brûleur (figure D.4). Ceci indique que le modèle PDF sur-estime les intermédiaires réactionnels, comme le confirme les profils de CO (figure D.5). En effet, les fractions volumiques calculées sont très supérieures aux données expérimentales.

Le modèle PDF β ne semble donc pas approprié pour la simulation de brûleurs à Oxydation sans Flamme.

Modèle EBU 1 réaction, coefficients de Magnussen et al.

Les résultats obtenus avec ce modèle sont meilleurs que ceux du modèle PDF, notamment en ce qui concerne le CO_2 . Cependant, des écarts subsistent entre calcul et mesures, particulièrement dans la zone de combustion, entre le jet d'air et les jets de combustible. Les fractions volumiques d' O_2 y sont sous-estimées (figure D.6), et celles de CO_2 sur-estimées (figure D.7). Ceci indique que le taux de réaction calculé est supérieur au taux réel. L'observation des profils de température (cf. paragraphe 2.3.6) confirme cette analyse.

Modèle EBU 1 réaction, coefficients de Peters et al.

Le coefficient empirique du modèle EBU préconisé par Peters et Weber est $A = 0.6$, contre $A = 4$ pour Magnussen et Hjertager. Réduire la valeur de ce coefficient a pour effet de diminuer le taux de réaction. Par rapport aux résultats du modèle précédent, l'impact est très net : les fractions volumiques d' O_2 (figure D.8) et de CO_2 (figure D.9) sont beaucoup plus proches des mesures. Les écarts sont faibles dans toute la zone de mesure, ce modèle est donc valide en terme de prédiction du champ d'espèces chimiques.

Modèle EBU 2 réactions, coefficients de Peters et al.

Ce modèle de combustion utilise toujours les coefficients de Peters et Weber, mais inclus le calcul d'un intermédiaire : le CO . Comme cela était prévisible, les résultats sur les concentrations d' O_2 et de CO_2 sont sensiblement identiques à ceux du modèle EBU à 1 réaction (cf. figures D.10 et D.11). Les prédictions sur le CO sont comparées aux mesures sur la figure D.12. Même si les écarts sont importants par endroit, les fractions volumiques calculées sont du même ordre de grandeur que les mesures. Il faut noter que les quantités mises en jeu sont beaucoup plus faibles comparativement aux autres espèces, et donc plus difficiles à mesurer (on observe sur la figure D.12 que la dispersion des mesures est importante). Les prédictions peuvent donc être considérées comme satisfaisantes. Même si ce modèle ne présente pas d'avantage par rapport au modèle à 1 réaction en terme de prédiction des espèces principales, il permet tout de même de disposer de l'information sur le CO , utile notamment si l'on désire savoir si la combustion est complète à un endroit donné. De plus, l'effort de calcul supplémentaire à fournir n'est pas significatif.

2.3.6 Confrontation expérimentale : champ de température

Comme pour les espèces chimiques, les résultats des différents modèles de combustion sont discutés successivement en terme de prédiction du champ de température dans l'enceinte.

Modèle PDF β

La comparaison de la figure D.13 appuie les conclusions précédentes sur les espèces : la vitesse de réaction est correctement prédite car les températures à la frontière entre l'air et le gaz (les deux « pics » de part et d'autre du jet d'air) sont proches des mesures. Cependant, la température est considérablement sous-estimée dans la zone où la concentration calculée des intermédiaires réactionnels est importante. Ceci s'explique par le fait que les réactions créant ces intermédiaires sont endothermiques. Ces résultats confirment donc l'inadéquation du modèle PDF β au calcul de l'Oxydation sans Flamme.

Modèle EBU 1 réaction, coefficients de Magnussen et al.

L'analyse des espèces indique que le taux de réaction calculé par ce modèle est sur-estimé. Le champ de température (figure D.14) conforte cette observation. En effet, les pics de températures dans la zone de combustion sont supérieurs de plusieurs centaines de degrés à ceux mesurés. Les coefficients empiriques de Magnussen et Hjertager ne conviennent donc pas pour ce type de brûleur.

Modèle EBU 1 réaction, coefficients de Peters et al.

On préférera utiliser les coefficients de Peters et Weber, comme pressenti lors de l'interprétation des résultats sur les espèces. Les pics de température sont cette fois très proches des mesures (figure D.15), et le champ de température est dans l'ensemble correctement calculé. La qualité de prédiction de ce modèle est donc confirmée.

Modèle EBU 2 réactions, coefficients de Peters et al.

La prise en compte de l'intermédiaire CO ne change pas les résultats de manière significative sur le champ de température (cf. figure D.16). Ce modèle est par conséquent aussi valide que le précédent.

2.3.7 Choix des modèles

Ces travaux de simulation du brûleur à Oxydation sans Flamme NFK HRS permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Il est difficile de reproduire de façon satisfaisante les conditions d'un essai en fixant uniquement les pertes aux parois. On préférera fixer la température de l'enceinte si les données sont disponibles.

Tableau 2.7 – Modèles préconisés pour la simulation d'un brûleur à Oxydation sans Flamme.

Modèle	Remarques
Turbulence	
$k - \varepsilon$ standard	
Résolution de l'Equation du Transfert Radiatif	
DO-FVM	Angle solide divisé en 32 directions.
Calcul des propriétés radiatives des fumées	
Gaz Gris	Corrélations de Smith et al. [158]. L est calculée à partir des dimensions du domaine.
Combustion	
EBU 1 réaction ou EBU 2 réactions	$A = 0.6, B = \infty$ (coeff. Peters et al. [127]). $A = 0.6, B = \infty$ espèce intermédiaire CO .

- La vitesse d'injection initiale des fluides conditionne les caractéristiques de l'écoulement en aval du four. Il est donc important de maîtriser ces conditions initiales.
- Le tableau 2.7 regroupe les modèles adjoints aux équations de l'aéro-thermo-chimie qui permettent de reproduire le plus fidèlement le fonctionnement du brûleur NFK-HRS.

Ce type de modèle CFD détaillé est un outil d'analyse utile dans le cadre d'une étude fine d'une technologie de brûleur. Il est par exemple possible d'observer l'impact d'une géométrie d'injecteur sur le mélange des réactifs ainsi que sur la position et la taille de la zone de combustion. La principale inconnue réside dans le domaine de validité des sous-modèles, notamment celui du modèle de combustion. On peut toutefois raisonnablement penser que le modèle validé dans cette étude est applicable aux brûleurs basés sur le principe d'Oxydation sans Flamme.

2.4 Simplification de la représentation du brûleur

Le modèle CFD précédemment mis en œuvre nécessite des temps de calcul supérieurs à une journée pour le four d'essais étudié (calcul effectué sur PC cadencé à 1,5GHz). Dans la démarche de modélisation globale, ce type de modèle est destiné à l'étude détaillée d'un brûleur en particulier. La simulation d'un four industriel multi-brûleurs est inconcevable si le délai d'obtention des résultats est trop long. Les données fournies par la CFD, notamment le champ aéraulique et thermique, sont pourtant essentielles à l'analyse des phénomènes. Un des objectifs de cette étude est d'améliorer le compromis précision / temps de calcul par rapport au modèle détaillé. La stratégie retenue consiste à simplifier le modèle CFD en deux étapes :

- Représentation des jets de combustibles et de comburant par un seul jet équivalent (cf. § 2.4.1) dont la composition est celle des fumées.
- Représentation de la zone de combustion par un terme source volumique (cf. § 2.4.2). Cette méthode permet d'une part de réduire considérablement la taille du maillage, et d'autre part de réduire le nombre d'équations à résoudre. La précision de ce modèle CFD simplifié par rapport au modèle détaillé est évaluée au § 2.4.3. Enfin, la taille minimale du maillage permettant de conserver un degré de précision acceptable est recherchée au § 2.4.4.

2.4.1 Simplification des écoulements

L'étude sur les jets d'impulsions différentes (§ 2.2.1) a montré que les jets de combustible sont progressivement « aspirés » par le jet d'air central. Au-delà d'une certaine distance, l'écoulement est similaire à un jet provenant d'une seule source (cf. figure 2.21). Il est donc possible de représenter ce brûleur multi-jets par un seul, dont l'impulsion initiale est déterminée en fonction des impulsions des trois jets. Ce jet équivalent a la composition des fumées issues de la combustion complète de l'air et du gaz naturel.

Dans le cas du brûleur NFK HRS fonctionnant avec de l'air préchauffé à 1000°C, l'impulsion des jets de gaz naturel est 40 fois inférieure à celle du jet d'air. L'influence de

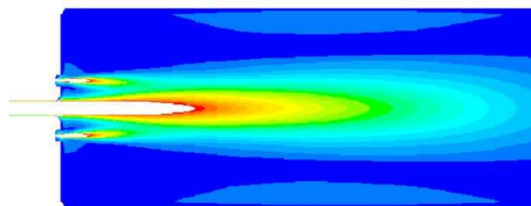


Figure 2.21 – Champ de vitesse dans le plan des injecteurs du brûleur NFK.

la perturbation du jet central par les jets périphériques est négligeable, l'origine du jet équivalent est donc la même que le jet d'air. Si tel n'était pas le cas, l'étude de Yimer et al. [186] aurait permis de calculer le diamètre et l'origine virtuelle du jet équivalent du brûleur multi-jets. Afin de reproduire l'écoulement en aval du brûleur, l'impulsion initiale G_{eq} (ou flux de quantité de mouvement) du jet équivalent doit être égale à la somme des impulsions sur les jets d'air et de combustible [139] :

$$G_{eq} = G_f + G_{ox} \quad (2.15)$$

Avec :

$$G = \dot{m} \times V = \frac{T}{\rho_0 T_{ref}} \frac{\dot{m}^2}{S} \quad (2.16)$$

Le débit massique du jet équivalent est donné par :

$$\dot{m}_{eq} = \dot{m}_f + \dot{m}_{ox} \quad (2.17)$$

On en déduit la section de passage de l'injecteur du jet équivalent :

$$S_{eq} = \frac{T_{eq}(\dot{m}_{ox} + \dot{m}_f)^2}{\rho_{eq} \left(\frac{T_{ox}\dot{m}_{ox}^2}{\rho_{ox}S_{ox}} + \frac{T_f\dot{m}_f^2}{\rho_f S_f} \right)} \quad (2.18)$$

La température d'injection T_{eq} du gaz équivalent est calculée de manière à introduire dans le système la même enthalpie que celle apportée par le préchauffage de l'air et par le gaz naturel :

$$\dot{m}_{eq} \int_{T_{ref}}^{T_{eq}} C_{p_{eq}} dT = \dot{m}_{ox} \int_{T_{ref}}^{T_{ox}} C_{p_{ox}} dT + \dot{m}_f \int_{T_{ref}}^{T_f} C_{p_f} dT \quad (2.19)$$

Ces équations peuvent être directement utilisées pour calculer le jet équivalent lorsque les injecteurs du brûleur ont une géométrie simple (tube débouchant directement dans l'enceinte). Néanmoins, dans le cas du brûleur NFK, l'injecteur d'air est évasé à sa sortie, ce qui modifie considérablement l'allure du jet (cf. figure 2.22 (a), comparé à un injecteur d'air avec élargissement brusque figure 2.22 (b)).

On propose donc, avant d'appliquer le calcul du jet équivalent, de modifier la géométrie évasée afin de se ramener à un injecteur d'air avec élargissement brusque. On observe sur la figure 2.22 que le jet (a) diffère du (b) sur deux plans :

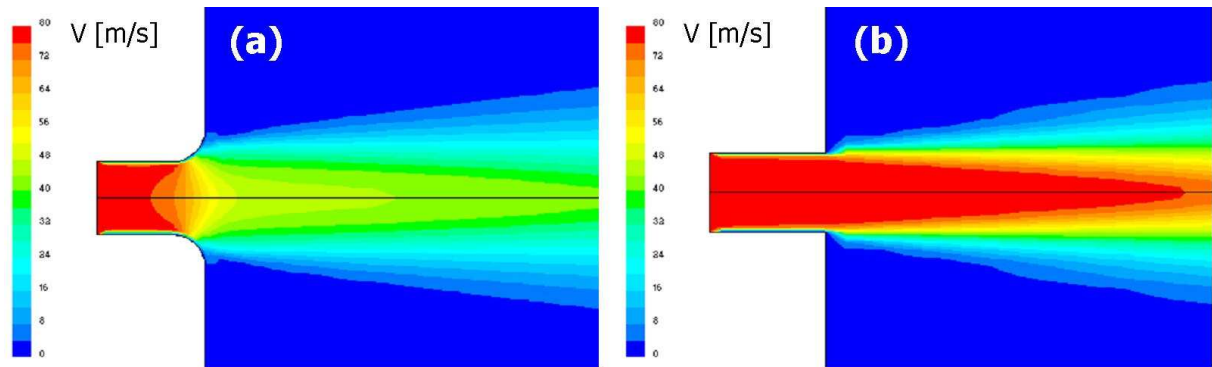


Figure 2.22 – Comparaison des jets issus (a) de l’injecteur NFK (b) d’un injecteur à élargissement brusque.

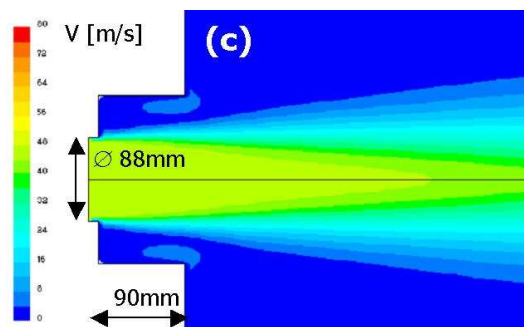


Figure 2.23 – Injecteur avec élargissement brusque reproduisant le jet du brûleur NFK.

- La vitesse dans le cône du jet (a) est plus faible : $\approx 45\text{m/s}$ contre $\approx 80\text{m/s}$ pour le jet (b).
- À une abscisse donnée, le rayon du jet (a) est plus grand que celui du jet (b), ce qui signifie que les origines virtuelles des jets sont différentes.

Pour développer un jet similaire à la géométrie (a) avec un injecteur à élargissement brusque, on propose de modifier comme suit :

- Augmenter le diamètre de l’injecteur de manière à obtenir la même vitesse dans le cône du jet.
- Positionner la sortie de l’injecteur en retrait, pour que les origines virtuelles des jets coïncident.

La section (donc le diamètre) de l’injecteur a été calculée à partir du débit et de la vitesse dans le cône du jet initial. Le retrait de l’injecteur est ensuite obtenu à partir d’un calcul géométrique, connaissant l’origine virtuelle du jet et la nouvelle section. On obtient alors la géométrie avec élargissement brusque de la figure 2.23.

La figure 2.24 montre que la géométrie (a) et la géométrie (c) sont équivalentes en

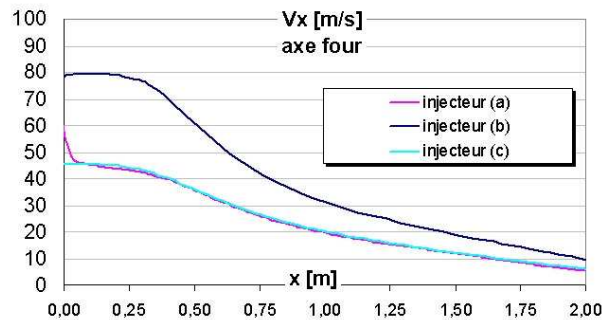


Figure 2.24 – Comparaison de la décroissance axiale de la vitesse des jets de comburant.

Tableau 2.8 – Conditions de fonctionnement du brûleur NFK HRS.

	Combustible	Comburant
Composition [%vol.]		
CH_4	90.25	
C_2H_6	5.03	
C_3H_8	1.24	
C_4H_{10}	0.44	
C_5H_{12}	0.25	
CO_2	1.11	
N_2	1.68	79.2
O_2		20.8
$T[K]$	298	1287
$\dot{m}[kg/h]$	15.3	272.1
Section [mm^2]	70.51	6082*
Facteur d'air [–]	1.10	

* Section de passage de la géométrie (c)

terme de décroissance de la vitesse dans l'axe du brûleur.

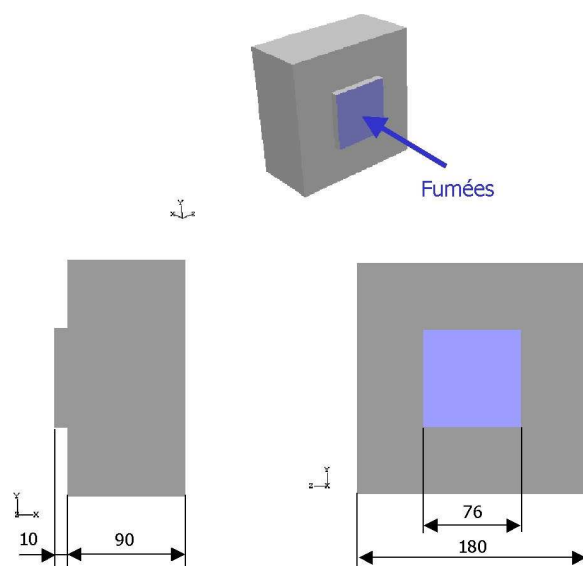
Le calcul du jet de fumées équivalent peut enfin être appliqué à partir la géométrie (c) et des données d'entrées réunies dans le tableau 2.8. Ces conditions de fonctionnement correspondent à la flamme étudiée expérimentalement par Gaz de France.

A partir de ces données, le calcul du jet de fumées équivalent a été appliqué. Les résultats sont fournis dans le tableau 2.9.

La forme de la section de l'injecteur la plus immédiate est un disque. Cependant, pour faciliter la génération du maillage CFD, une section carrée a été choisie. On a démontré par ailleurs que le jet issu d'une section carrée tend très rapidement vers une forme circulaire. Les dimensions de l'injecteur équivalent sont données sur la figure 2.25.

Tableau 2.9 – Caractéristiques calculées du jet de fumées équivalent.

Composition [%vol.]	
CO_2	8.93
H_2O	16.87
O_2	1.73
N_2	72.48
$T[K]$	1146
$\dot{m}[kg/h]$	287.4
Section [mm^2]	5783

**Figure 2.25** – Dimensions de l'injecteur équivalent au brûleur NFK HRS 200kW.

La validation de ce mode de simplification des écoulements est effectuée au § 2.4.3.

2.4.2 Simplification de la combustion

Dans le modèle CFD simplifié, la composition dans l'enceinte est homogène (les jets d'air et de gaz naturel sont remplacés par un jet de fumées), donc les équations de transport des espèces chimiques disparaissent. La combustion ne peut plus être représentée par des réactions entre espèces. La méthode consiste à remplacer le terme source de la combustion par un terme source imposé sur le maillage du modèle simplifié. Le volume dans lequel il doit être libéré a été fixé de deux manières différentes :

- Premièrement en important le terme source calculé par le modèle détaillé dans le

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

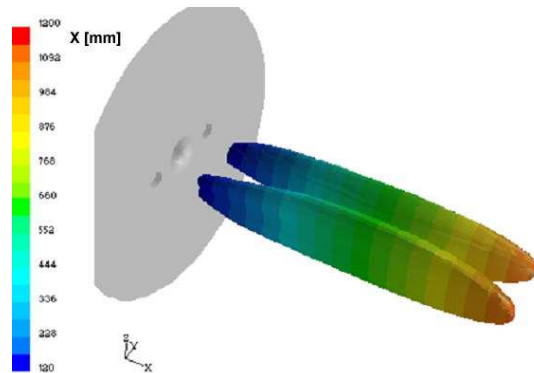


Figure 2.26 – Image de l’enveloppe du terme source calculé par le modèle détaillé.

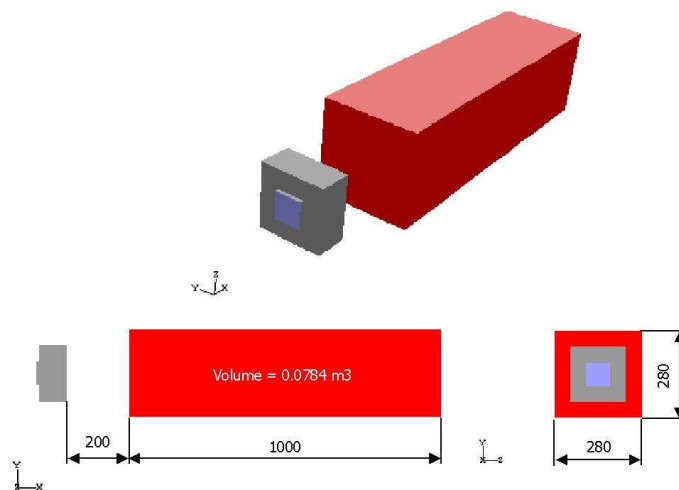


Figure 2.27 – Dimensions de la zone de combustion simplifiée.

calcul simplifié. Les maillages n’étant pas identiques, les valeurs sont interpolées.

- La deuxième méthode consiste à rechercher une forme géométrique simple dans laquelle le terme source est libéré de manière uniforme.

Une image de « l’enveloppe » du terme source calculé par le modèle de combustion est donnée sur la figure 2.26. Il s’agit de l’iso-surface où le terme source est égal à 1% de son maximum. On observe d’une part que l’enveloppe n’est pas « collée » au brûleur, ce qui traduit le fait que la combustion démarre seulement lorsque les jets de comburant et de combustible se rencontrent. D’autre part, le volume de combustion est très important, contrairement aux brûleurs conventionnels (ex : brûleurs à swirl). La combustion ne peut donc pas être considérée comme instantanée et l’énergie libérée à la source du jet, comme c’est le cas dans certaines études (par exemple [116]).

A partir de ces observations qualitatives sur l’enveloppe du terme source, il est possible de remplacer le volume de combustion par une forme géométrique simple. Pour faciliter

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

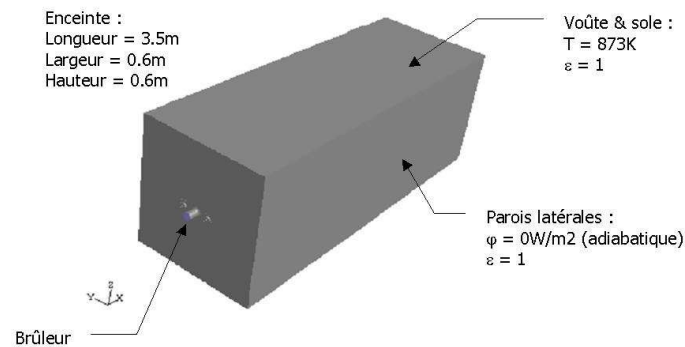


Figure 2.28 – Géométrie et conditions aux limites du cas de validation.

le maillage, une forme parallélépipédique a été choisie. Les dimensions (section, longueur, position par rapport au brûleur) permettant de s'approcher du volume réel sont données sur le schéma de la figure 2.27.

Un terme source TS uniforme est imposé dans ce volume, soit pour les conditions de fonctionnement du tableau 2.8 :

$$TS = \frac{P_f}{V} = \frac{199.4}{0.0784} = 2543kW/m^3 \quad (2.20)$$

Il faut noter que ce volume n'est valide que pour cette géométrie de brûleur et pour ce point de fonctionnement. Une généralisation de la démarche pourrait être effectuée, afin de calculer les dimensions de la zone de combustion en fonction de l'agencement des injecteurs et des conditions aux limites. L'étape intermédiaire du calcul détaillé serait alors supprimée.

2.4.3 Validation du modèle simplifié

Description du cas de validation

Les résultats du modèle simplifié ont été évalués par rapport aux résultats du modèle détaillé sur le cas test schématisé sur la figure 2.28. Une température relativement faible (873K) a été imposée sur la voûte et la sole, de manière à créer un puits thermique dans l'enceinte, de même qu'une brame d'acier est un puits thermique dans un four de réchauffage. Les conditions de fonctionnement du brûleur sont celles du tableau 2.8.

La densité du maillage du modèle simplifié est voisine de celle du modèle détaillé (cf. figure 2.29), pour s'affranchir des possibles erreurs dues à un maillage trop grossier.

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

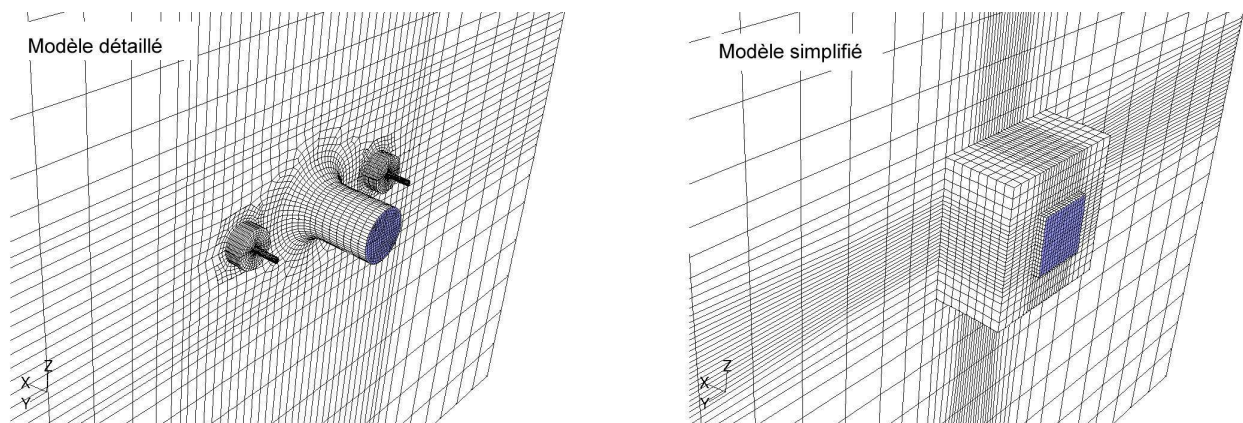


Figure 2.29 – Maillages utilisés pour les modèles détaillés et simplifiés.

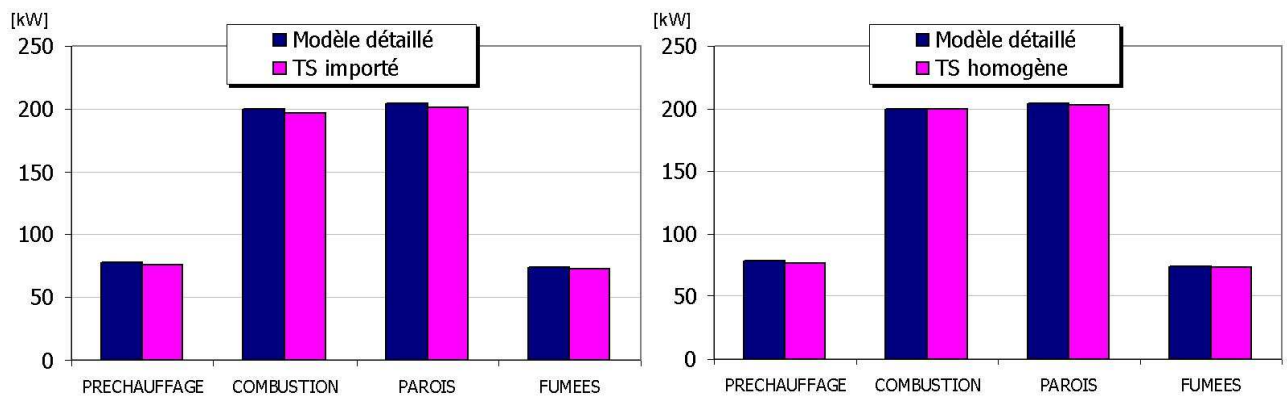


Figure 2.30 – Comparaison du modèle détaillé et des modèles simplifiés sur le bilan thermique du four.

Quatre critères d'évaluation ont été choisis pour comparer les deux modèles : le bilan thermique, le champ de vitesse, le champ de température et les échanges thermiques vers les parois (flux, température).

Comparaison des bilans thermiques

La figure 2.30 permet de comparer les résultats du modèle détaillé, du modèle simplifié avec importation du terme source de la combustion (TS importé), et du modèle simplifié avec un terme source homogène (TS homogène). Les différents postes du bilan sont : l'apport énergétique par le préchauffage des réactifs ; le terme source dû à la combustion ; les pertes par les parois ; et enfin les pertes par les fumées.

Les modèles simplifiés reproduisent correctement tous les postes du bilan. Notamment,

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

le ratio entre les pertes par les parois et celles par les fumées est presque identique dans les deux cas. On note un léger écart entre le terme source de la combustion du modèle

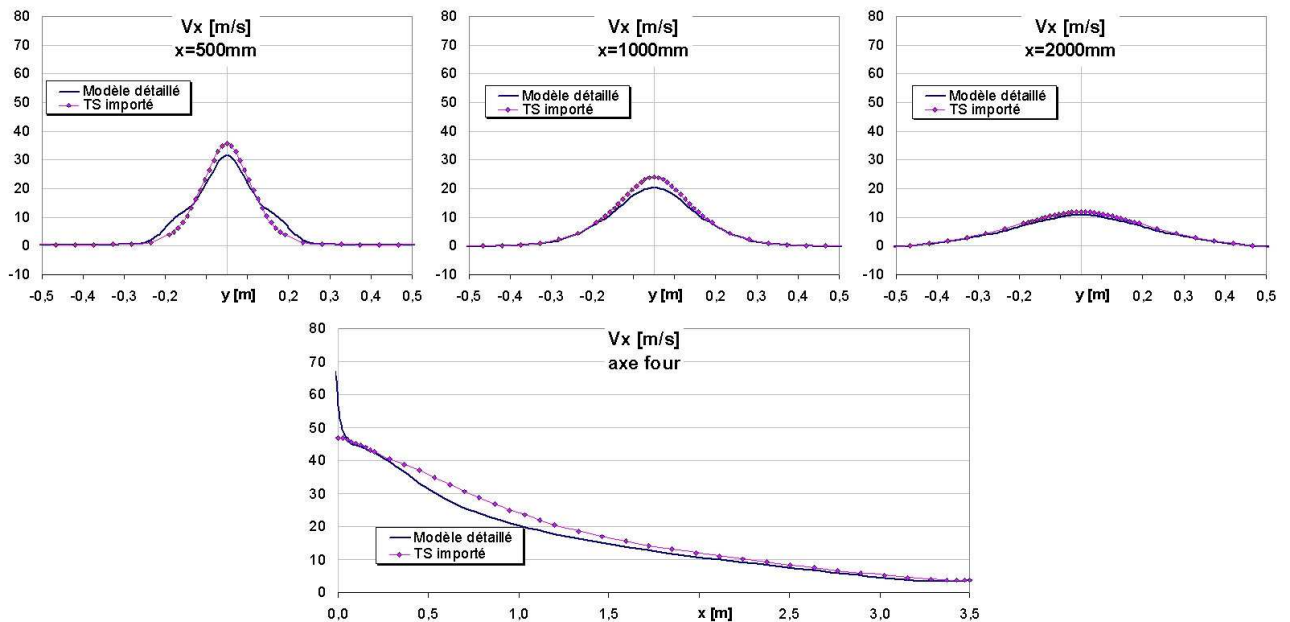


Figure 2.31 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur le champ de vitesse.

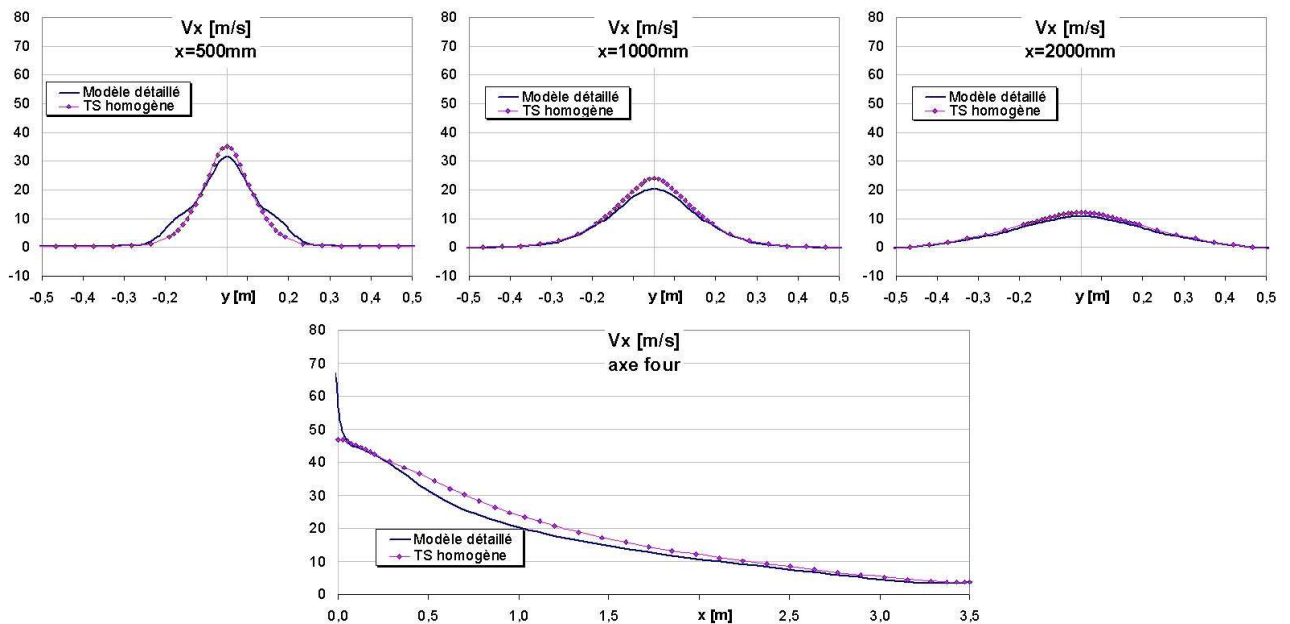


Figure 2.32 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur le champ de vitesse.

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

détaillé et le terme source importé, conséquence de l'interpolation sur le maillage du modèle simplifié.

Comparaison des champs de vitesse

Les figures 2.31 et 2.32 permettent de comparer les modèles sur des profils radiaux de vitesse axiale à différentes distances du brûleur (0.5m, 1m et 2m), ainsi que sur la décroissance de la vitesse dans l'axe du four. On observe tout d'abord qu'il n'y a quasiment pas de différence entre le champ de vitesse obtenu par le modèle avec terme source importé et celui avec terme source homogène. Ceci indique que le champ de température a peu d'influence sur l'écoulement.

Les différences les plus importantes avec le modèle détaillé sont situées comme cela était prévisible dans la zone proche du brûleur, où les jets de gaz naturel et d'air ne sont pas encore confondus. A partir d'une distance supérieure à 1m, les jets calculés par les modèles simplifiés sont relativement proches de celui calculé par le modèle détaillé.

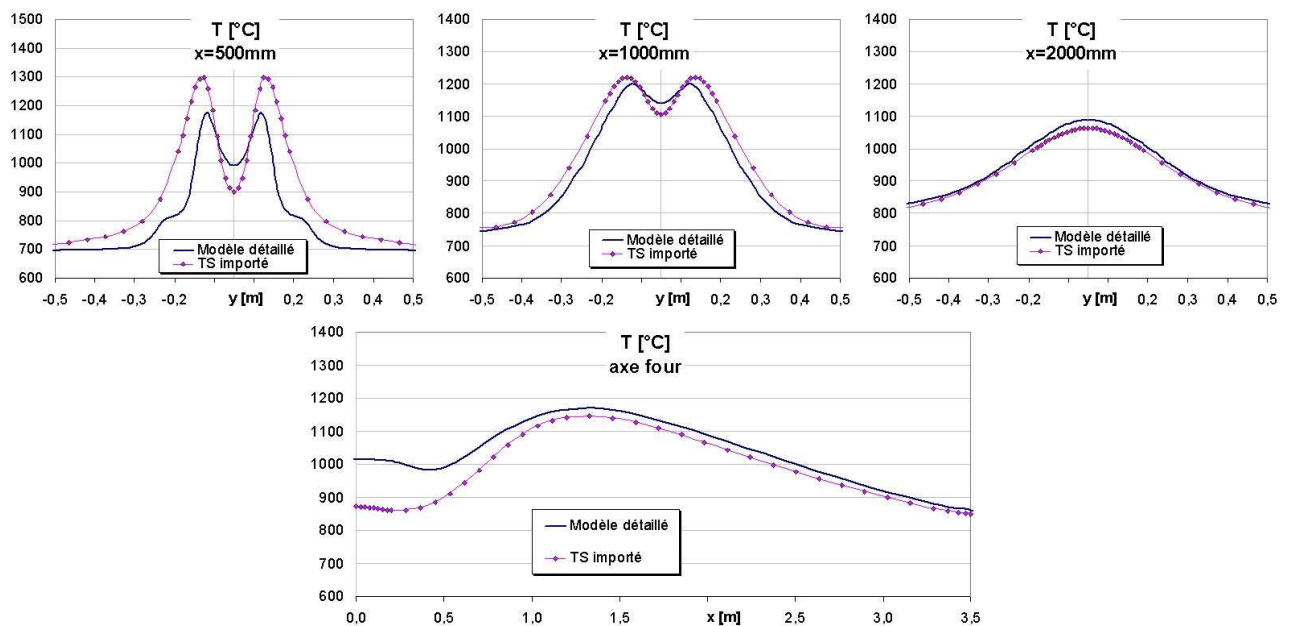


Figure 2.33 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur le champ de température.

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

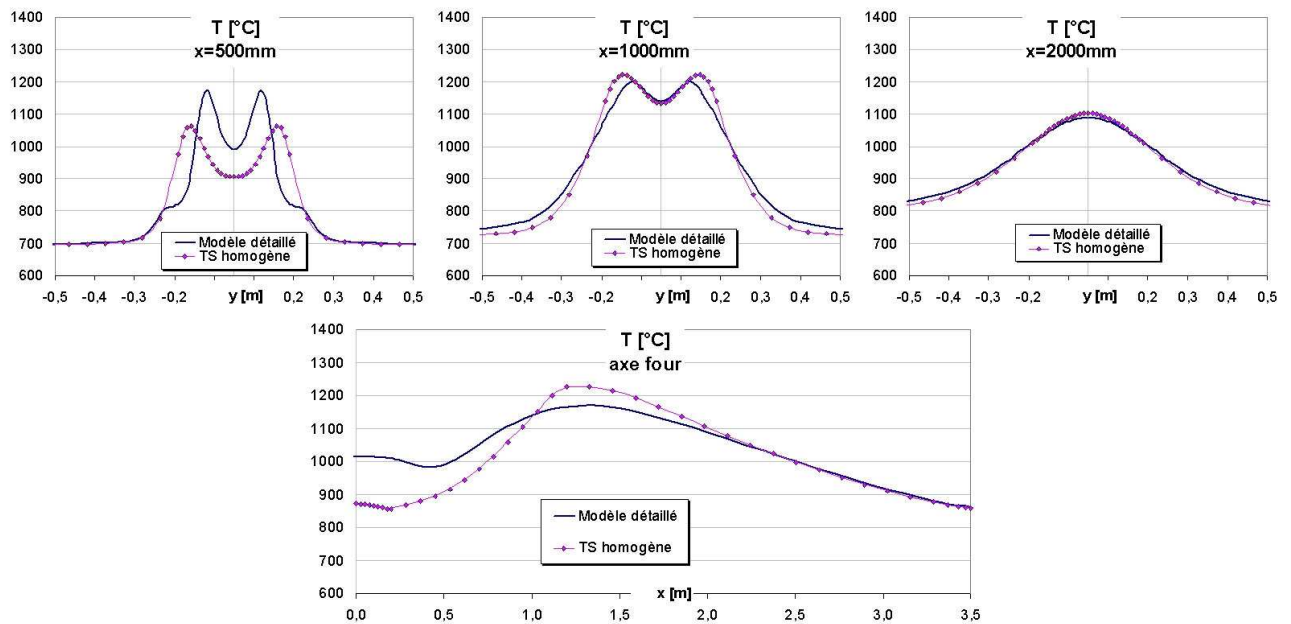


Figure 2.34 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur le champ de température.

Comparaison des champs de température

Les modèles sont évalués en terme de champ de température sur les figures 2.33 et 2.34, pour les mêmes profils que précédemment.

Là encore, les différences les plus notables sont situées dans la zone proche du brûleur, mais cette fois-ci à cause de la nature du fluide. En effet, la chaleur massique de l'air est inférieure à celle des fumées équivalentes (respectivement 1077 J/kg.K contre 1178 J/kg.K). Dans les deux cas l'énergie apportée est donc identique (cf. bilan thermique) mais les températures sont différentes. Les écarts sont également sensibles dans la zone de combustion. On remarque que même si la méthode du terme source homogène surestime de 50°C la température maximale dans l'axe du four, les résultats sont globalement proches de ceux de la méthode du terme source importé. Comme pour le champ de vitesse, les modèles simplifiés donnent des résultats comparables à ceux du modèle détaillé à partir d'une distance d'environ 1m du brûleur.

Comparaison des échanges thermiques vers les parois

Les conditions aux limites sur les parois de l'enceinte (cf. figure 2.28) indiquent que la température est fixée sur la voûte et la sole, alors qu'une condition de flux nul est imposée sur les parois latérales. Pour comparer les performances des modèles, il faut donc observer la variation du flux net échangé le long de la voûte ou de la sole, et la variation de la

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

température le long des parois latérales.

Les figures 2.35 et 2.36 montrent que les modèles simplifiés parviennent à reproduire fidèlement les hétérogénéités le long des parois, à la fois en terme de flux et de température. Les différences n'excèdent jamais quelques pour-cents. Les écarts observés dans l'enceinte dans la zone proche du brûleur ont donc un effet négligeable sur le calcul des échanges thermiques vers les parois. On peut enfin noter que les deux méthodes de simplification sont équivalentes.

Les comparaisons précédentes ont démontré que ce mode de représentation simplifié des brûleurs permet d'obtenir un degré de précision équivalent au modèle détaillé, no-

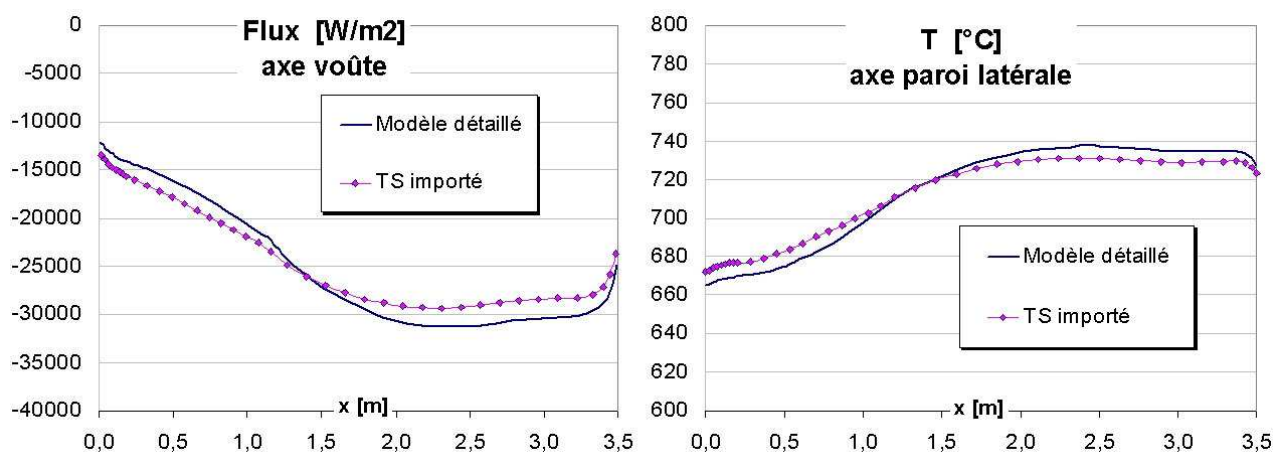


Figure 2.35 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source importé sur les échanges vers les parois.

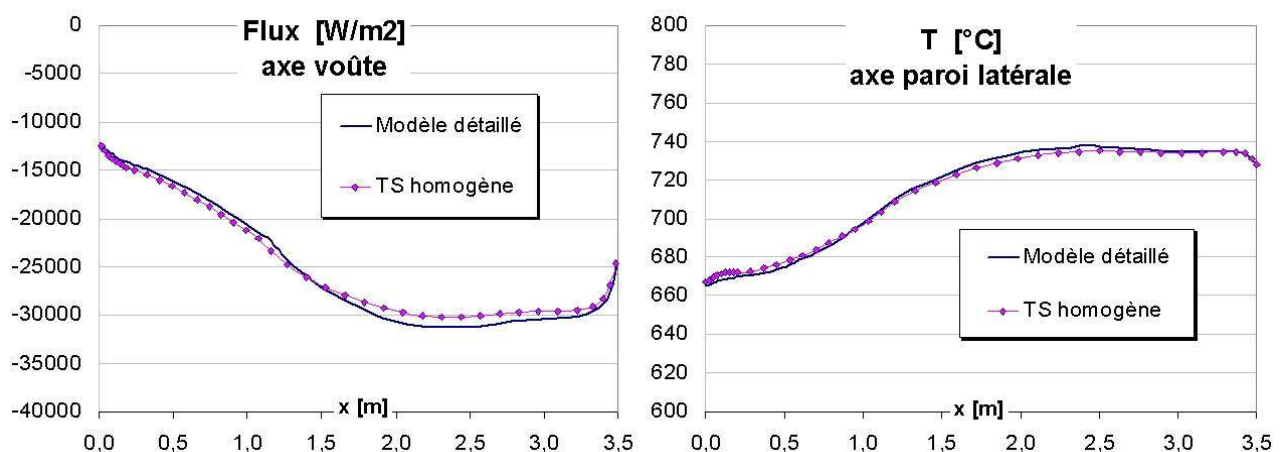


Figure 2.36 – Comparaison du modèle détaillé et du modèle simplifié avec terme source homogène sur les échanges vers les parois.

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

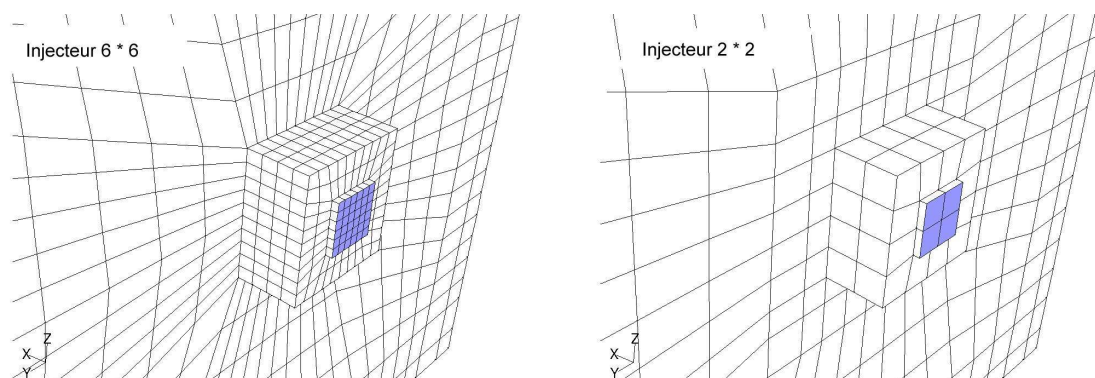


Figure 2.37 – Réduction de la taille du maillage du modèle simplifié.

Tableau 2.10 – Comparaison de la taille des maillages et des temps de calcul (PC de fréquence 1,5GHz).

	Nombre de cellules	Temps CPU
Modèle détaillé	39426	> 24h
Modèle simplifié (maillage dense)	22366	Quelques heures
Modèle simplifié (injecteur 6×6)	4473	2min 06s
Modèle simplifié (injecteur 2×2)	2512	58s

tamment en ce qui concerne la prédiction des échanges thermiques vers une charge. Le maillage utilisé pour la validation a volontairement une densité élevée pour que la solution du calcul CFD soit insensible à la discrétisation du domaine. Le temps nécessaire pour converger la solution des modèles simplifiés est déjà inférieur à celui du modèle détaillé, mais il est toujours du même ordre de grandeur. L'étape finale de la démarche de simplification consiste donc à rechercher la densité de maillage optimale pour atteindre le meilleur compromis précision / temps de calcul.

2.4.4 Optimisation du compromis précision / temps de calcul

Deux maillages de densité beaucoup plus faibles (cf. figure 2.37) ont été testés et comparés au modèle détaillé sur les mêmes critères que précédemment. Dans le premier cas la section de passage de l'injecteur est maillée avec 6×6 nœuds, et dans le deuxième avec 2×2 nœuds. Le tableau 2.10 indique la taille des différents maillages, ainsi que les temps de calcul CPU sur un PC de fréquence 1.5GHz.

La figure 2.38 montre qu'en ce qui concerne la prédiction des bilans thermiques, tous les maillages permettent de calculer précisément la répartition de l'énergie, même le maillage 2×2 de faible densité. L'utilisateur désirant obtenir rapidement un bilan de

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

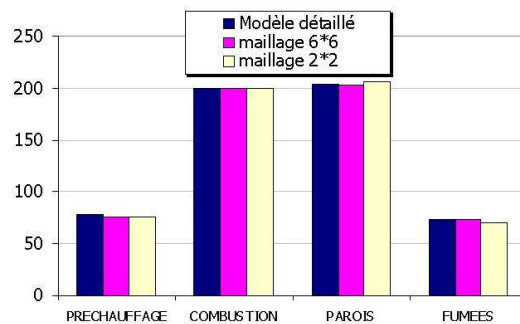


Figure 2.38 – Comparaison des maillages sur le bilan thermique.

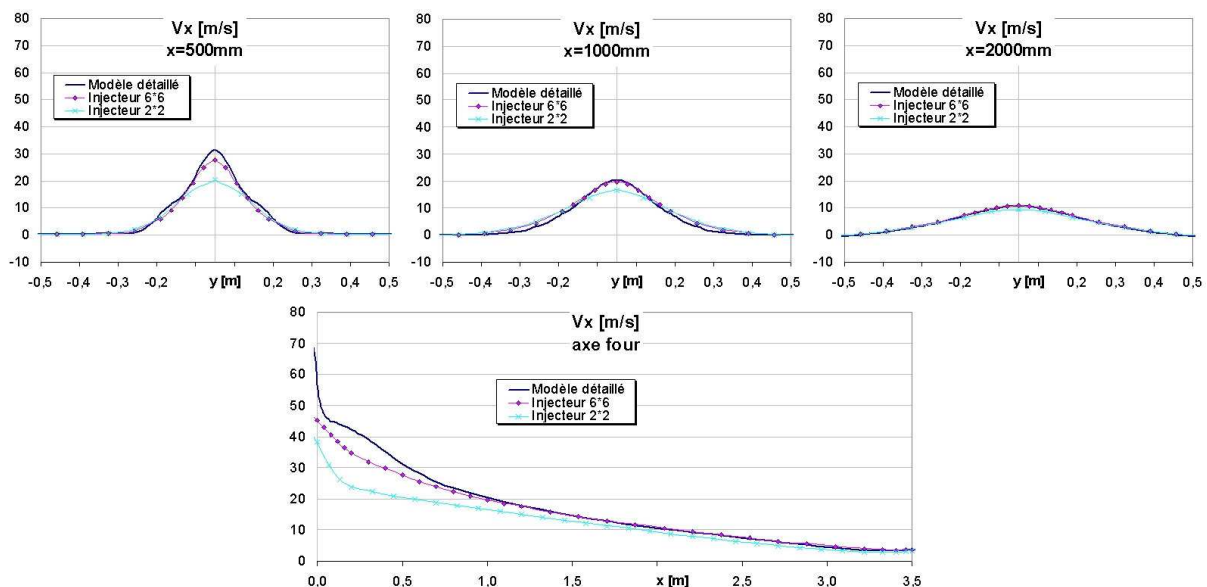


Figure 2.39 – Comparaison des maillages sur le champ de vitesse.

pré-dimensionnement peut donc mettre en œuvre un modèle avec un maillage très grossier.

L'effet du maillage est au contraire nettement visible sur la figure 2.39. La prédiction des vitesses à la racine du jet se détériore si la densité du maillage est trop faible. Néanmoins, à 1m du brûleur, les différences observées sont négligeables et la structure globale des écoulements dans l'enceinte est indépendante du maillage.

Les profils de température dans l'enceinte sont donnés figure 2.40. Les résultats obtenus avec le maillage 6×6 sont très proches des résultats du maillage dense, sauf dans la zone très proche de l'injecteur où les gradients sont importants. Le maillage 2×2 sous-estime légèrement la température dans l'axe du brûleur tout le long du four ($\approx 30^\circ\text{C}$ d'écart).

2.4. SIMPLIFICATION DE LA REPRÉSENTATION DU BRÛLEUR

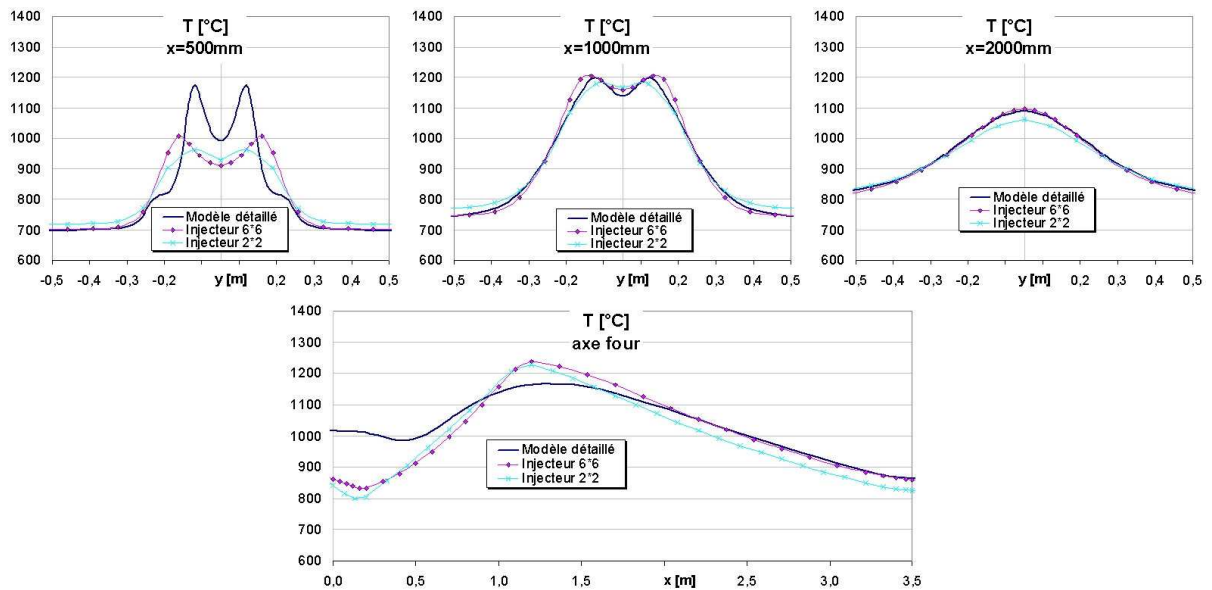


Figure 2.40 – Comparaison des maillages sur le champ de température.

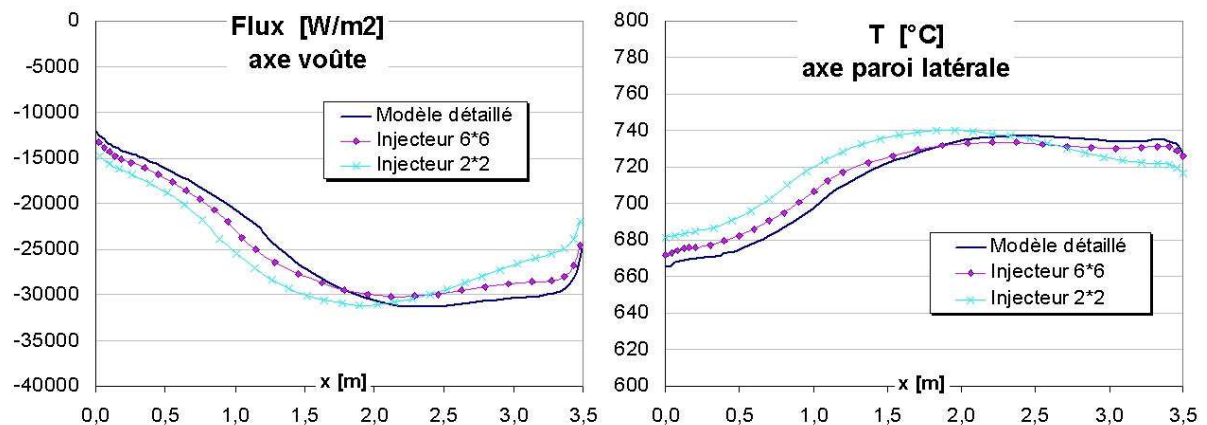


Figure 2.41 – Comparaison des maillages sur les échanges thermiques en paroi.

Enfin, la figure 2.41 permet d'évaluer l'influence du maillage sur la prédiction des échanges thermiques à la paroi. Les écarts avec le modèle détaillé sont relativement faibles dans tous les cas, et vraisemblablement inférieurs aux écarts modèle-mesures si ces dernières étaient disponibles.

Ces observations sur les maillages montrent que le modèle est très robuste, même pour une discrétisation du domaine relativement grossière. Il est possible de diviser la taille du maillage par 15 sans altérer la précision de manière significative. Les temps de calcul passent alors de plusieurs heures à quelques minutes.

2.5 Synthèse et conclusions

La première approche de modélisation adoptée pour étudier les brûleurs à Oxydation sans Flamme est basée sur l'outil CFD. Ce type d'outil permet d'analyser finement une géométrie de brûleur à l'aide des équations de l'aéro-thermo-chimie. Les modèles de fermeture relatifs aux différents phénomènes physiques ont dans un premier temps été pré-sélectionnés à l'aide d'une étude de l'existant et de l'utilisation de cas de référence. Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard a été choisi à partir d'une confrontation des calculs avec des données expérimentales sur un écoulement « à froid » du même type que celui issu des brûleurs, et par comparaison avec des corrélations dédiées à l'interaction entre des jets d'impulsions différentes (comme c'est le cas pour les brûleurs à Oxydation sans Flamme). Le modèle DO-FVM de résolution de l'Equation du Transfert Radiatif a été sélectionné sur un cas de référence représentatif des enceintes de combustion. Le modèle Gaz Gris permettant de calculer des propriétés radiatives des fumées a été adopté à partir des conclusions de différents auteurs ayant étudié des enceintes de combustion, et en s'appuyant sur les résultats de l'étude du chapitre 3. Plusieurs modèles de combustion communément appliqués à la modélisation des brûleurs industriels ont été pré-sélectionnés. Le modèle CFD d'un brûleur à Oxydation sans Flamme a ensuite été mis en œuvre et les résultats des calculs comparés à des mesures de vitesse, espèces chimiques et températures réalisées par Gaz de France au sein même de la flamme. La confrontation expérimentale a permis de choisir définitivement les modèles de fermeture, en particulier le modèle de combustion EBU dont les coefficients empiriques sont donnés par Peters et al. La prédiction des champs aéraulique et thermique est alors en adéquation avec les mesures. Ces travaux de simulation numérique et de validation expérimentale ont démontré qu'il est possible de simuler un brûleur à Oxydation sans Flamme avec un outil CFD et des modèles standard de turbulence, de rayonnement et de combustion. Le domaine de validité de ce modèle peut raisonnablement être étendu à tout brûleur fonctionnant sur le principe de l'Oxydation sans Flamme.

Un modèle détaillé de ce type est performant en terme de précision, et est destiné à l'étude fine d'une géométrie de brûleur. Il ne peut cependant pas être mis en œuvre à l'échelle d'un four industriel avec un temps de calcul acceptable. Une méthodologie de simplification a donc été développée. Cette approche est toujours basée sur un outil CFD, c'est-à-dire que les données fournies par le modèle sont identiques. L'écoulement a d'abord été simplifié, en remplaçant les jets de combustible et de comburant par un jet unique d'un fluide ayant la composition des fumées après combustion complète. Le nombre d'équations à résoudre a ensuite été réduit, en remplaçant le terme source calculé initialement par le modèle de combustion par un volume de géométrie simple dans lequel le terme source est uniformément réparti. Ceci permet de réduire considérablement la taille du maillage, et de réduire les temps de calcul de plusieurs heures à quelques minutes, tout en conservant un degré de précision comparable. Ce modèle CFD simplifié a été validé sur une enceinte mono-brûleur. Ces résultats restent à confirmer dans le cas d'une installation multi-brûleurs. Si les jets ne se développent pas dans le sens de l'écoulement global (c'est

le cas par exemple si les brûleurs sont installés latéralement), il est peut être nécessaire de conserver un nombre assez élevé de mailles. En effet, la convergence du calcul est plus difficile à obtenir si l'écoulement n'a pas de direction privilégiée. Il faut noter enfin que cette méthodologie de simplification est basée sur un calcul CFD détaillé préalable. Une perspective d'amélioration de ce modèle simplifié consisterait à déduire les caractéristiques du jet équivalent ainsi que de la géométrie du terme source de la combustion uniquement à partir de la connaissance de la géométrie des injecteurs du brûleur étudié. Ces travaux pourraient être basés sur les corrélations des jets libres ou en interaction mutuelle (cf. annexe B).

Même s'il est théoriquement possible de résoudre des cas instationnaires avec les modèles de type CFD, les temps de calculs ainsi que les difficultés de mise en œuvre limitent toujours leur utilisation à des cas de fonctionnement stationnaires. Or les régimes transitoires font également parti des phénomènes à appréhender durant la démarche de conception des fours industriels. Ainsi, l'objet du chapitre suivant est de compléter la démarche de modélisation par un outil de simulation prenant en charge les phénomènes instationnaires.

Chapitre 3

Modélisation nodale d'un four de réchauffage sidérurgique et validation sur un four prototype à l'échelle semi-industrielle

3.1 Enjeux et choix de la stratégie de modélisation

La conception des fours de réchauffage doit continuellement s'adapter aux contraintes de production des sidérurgistes. Comme expliqué au paragraphe 1.2, la gamme d'aciers proposée ne cesse de s'élargir, à un rythme de plus en plus soutenu. Il n'est donc plus pertinent de dimensionner un four de réchauffage en fonction d'un seul type de produit traversant le four à une cadence fixe (approche la plus courante il y a seulement quelques années). Ce cas de marche ne se présente en réalité que très rarement. Les régimes transitoires sont à l'inverse très courants :

- Le « plan de chargement » est tout d'abord très hétérogène. Des produits longs peuvent alterner avec des produits courts, le type d'acier peut également changer, les produits peuvent être introduits en quinconce ou bien centrés, etc.
- La consigne de température finale des produits diffère selon le type d'acier.
- La cadence d'enfournement/défournement des produits est également fonction de leurs caractéristiques.
- Enfin, des arrêts momentanés peuvent perturber la production en cas par exemple d'aléas de fonctionnement du laminoir.

Il semble donc plus approprié d'optimiser les performances d'un four sur une période de fonctionnement, et non sur un cas de marche idéal. Ceci justifie le développement d'un outil de simulation prenant en charge les phénomènes instationnaires énoncés précédemment, afin de compléter la démarche globale de modélisation.

Les caractéristiques fondamentales de cet outil sont énoncées ci-dessous.

- La prise en compte des phénomènes transitoires (parois du four, produits, brûleurs).
- La possibilité d'inclure des boucles de contrôle/commande afin de simuler la réponse de l'équipement thermique à une sollicitation ou à une perturbation.
- La possibilité de représenter les produits en 3D. En effet, un des critères de qualité est d'obtenir un produit homogène en température. Il est donc nécessaire d'évaluer les surchauffes à l'extrémité des produits ainsi que les « traces » laissées par les supports.
- Des temps de calcul raisonnables, de manière à pouvoir tester et comparer différentes stratégies ou différents équipements thermiques.

L'approche CFD n'est pas appropriée pour ce type de modèle, les principaux obstacles étant le temps de calcul et la difficulté de mise en œuvre des régimes instationnaires. De plus, le niveau de détail géométrique offert par la CFD est très élevé par rapport au type de résultats recherchés. Une approche différente, couramment utilisée, est basée sur la *méthode nodale*. Cette méthode a été développée à l'origine pour l'analyse des réseaux électriques, et a rapidement été appliquée avec succès aux systèmes thermiques (voir par exemple les travaux de Soroka [160] dans les années 1950).

La mise en équation d'un problème thermique par la méthode nodale consiste d'une part à représenter les différents éléments du système (parois, charge, brûleurs, etc.) par des « nœuds » afin de construire un « réseau », et d'autre part à identifier les différents échanges d'énergie dans ce réseau (par conduction, convection, rayonnement, advection, etc.). Appliquée à l'ensemble des nœuds du réseau, la conservation de l'énergie (égalant l'apport énergétique par les différents échanges et la variation d'énergie interne du nœud) se traduit par un système d'équations algèbro-différentielles couplées et non-linéaires. La résolution de ce système permet d'obtenir la température de chaque nœud à chaque pas de temps.

Lorsque les puissances de calcul étaient modestes, la méthode nodale était l'unique moyen de modéliser un système complexe. Aujourd'hui encore, de nombreux travaux sont basés sur cette démarche. Les domaines d'application sont très variés. Historiquement, l'étude de la thermique des bâtiments s'est très tôt appuyée sur la méthode nodale. On peut citer par exemple Peuportier et al. [132], Saulnier et al. [149], et plus récemment Haghghat et al. [64] ou Rees et Haves [138]. D'autres applications concernent les composants électroniques [76], les moteurs à induction [91], les satellites de télécommunication [150], les transferts thermiques dans un compartiment moteur d'automobile [154], le comportement dynamique d'un système d'embrayage [102], ou encore le confort thermique dans un habitacle automobile [146, 147]. Cette liste n'est pas exhaustive et prouve les possibilités

offertes par l'approche nodale.

En ce qui concerne les fours industriels, plusieurs variantes de modèles nodaux ont été proposées. Elles diffèrent à la fois dans la manière de représenter les éléments du système, dans le mode de résolution (régime stationnaire ou instationnaire), et dans la manière de calculer les phénomènes de transferts (en particulier les transferts radiatifs et les transferts de masse). Chapman et al. [23] ont modélisé un four de type « batch », c'est-à-dire un four dans lequel la charge est introduite à froid et reste immobile pendant la chauffe. Les parois et la charge sont représentées par des éléments 1D dans lesquels la conduction est résolue en régime instationnaire. L'enceinte est supposée uniforme en température et la chaleur de la combustion dégagée de manière homogène dans tout le volume. Liu et al. [96] ont étudié un four fonctionnant au fuel lourd en utilisant la même approche, en sous-divisant cependant l'enceinte en plusieurs zones. Chapman et al. ont également proposé un modèle de four de réchauffage continu [24]. La conduction est supposée 1D dans les parois, et 2D dans les produits à chauffer. Ces derniers sont supposés se déplacer à vitesse constante, le calcul est donc stationnaire. L'enceinte est découpée en zones de température uniforme dans la longueur du four, et l'écoulement de fumées entre zones est présumé « piston », c'est-à-dire unidirectionnel. Gazdallah et al. [54] ont également développé un modèle de four continu en régime stationnaire. Le découpage en zones est similaire, et les débits entre zones sont estimés par un modèle de pertes de charges. La conduction est supposée 1D dans les produits. Les auteurs ont pu valider ce modèle à l'aide de mesures sur site industriel. Tucker et Ward [174] ont modélisé un four continu avec le même type d'hypothèses, en régime instationnaire. Les auteurs ont simulé un démarrage de four, et ont comparé les résultats avec des mesures de température dans les produits et des mesures de consommation. Correia et al. sont allés plus loin dans la représentation de l'enceinte, en proposant un découpage en 2D. Les auteurs ont appliqué cette technique à un four de verrerie [31] et un four de réchauffage sidérurgique [32]. Dans les deux cas, les transferts de masse entre zones sont déduits d'un calcul CFD. Le terme source de la combustion est soit dégagé dans la première zone jouxtant le brûleur [32], soit issu du calcul CFD en analysant la présence de combustible dans les zones [31]. Les deux problèmes sont résolus en régime stationnaire. Des aspects transitoires ont été traités avec le même type de modèle par Correia et al. [29, 30]. Les auteurs ont calculé la montée en température d'un four de réchauffage à partir de la température ambiante. Les produits sont initialement immobiles dans le four, puis avancent à cadence fixe une fois le four en température. Sousa et al. [163] ont utilisé une approche similaire pour modéliser un four à rouleaux de cuisson de céramique en régime instationnaire. La montée en température du four vide a été simulée, ainsi qu'un cycle de chauffage de produits. Il faut noter que la résolution de la conduction dans les produits et les parois est séparée du calcul des flux radiatifs dans l'enceinte. Les flux surfaciques sont mis à jour selon un pas de temps déterminé, de façon à représenter l'aspect instationnaire de la circulation des produits.

Les modèles nodaux décrits ci-avant ne répondent pas à certains objectifs fixés dans la présente étude :

- Les produits à chauffer sont immobiles ou circulent à cadence fixe, alors que l'objectif

est ici de simuler des plans de chargement quelconques.

- Les brûleurs sont représentés de manière très simplifiée (combustion instantanée), ou bien issus d'une exploitation fastidieuse de résultats CFD.
- Les hétérogénéités de température dues notamment aux effets de bord ne sont pas traitées.
- Enfin, peu de données expérimentales ont permis de valider ces modèles.

Dans les sections suivantes, un modèle nodal incluant les caractéristiques précédentes est développé, puis validé expérimentalement grâce à la mise en œuvre d'une campagne d'essais en conditions semi-industrielles.

3.2 Développement d'un modèle nodal 3D instationnaire

3.2.1 Description du solveur thermique THERMETTE[®]

Le logiciel THERMETTE[®], développé au Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris, a servi de support pour la description et la résolution du modèle nodal. Il s'agit d'un environnement de modélisation de systèmes thermiques décrits comme des réseaux de composants 0D (volumes de température uniforme) et 1D (« branches » dans lesquelles le transfert thermique se fait normalement à des surfaces isothermes). Il permet d'effectuer des simulations pour des problèmes non linéaires, en régime permanent ou dynamique.

THERMETTE[®] permet notamment :

- d'accéder aux principales propriétés thermophysiques (ρ , C_p , k , etc.) de fluides et de solides (bibliothèque de données) et de les réutiliser par la suite lors d'un calcul ;
- de résoudre l'équation de la chaleur dans chaque branche (différences finies ou volumes finis) avec prise en compte éventuelle d'un mouvement de fluide ;
- de prendre en compte les interactions entre les composants du réseau par l'intermédiaire d'une conductance G . Le flux entre deux composants s'écrit de façon générale :

$$Q = G.(T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

G dépend du mode de transfert thermique (convection, rayonnement, etc.) ;

- d'inclure une puissance volumique interne dans un corps ;
- de définir des sollicitations variables suivant l'état d'une ou de plusieurs variables. Une bibliothèque de fonctions mathématiques offre une grande souplesse de programmation des sollicitations.

Ce logiciel a été utilisé dans différents domaines de la thermique : le génie des procédés

(contrôle par régulation, bilan thermique d'une installation), le froid (givrage, échangeur), l'automobile (thermique sous capot, circuit de refroidissement moteur, habitacle), l'aérospatial (chocs thermiques, chambres de propulsion, contrôle thermique), l'électronique (refroidissement de composants, dimensionnement d'ailettes) et le bâtiment (boucles de chauffage, déperditions).

Les hypothèses choisies pour représenter les fours équipés de brûleurs à Oxydation sans Flamme sous forme de réseau nodal sont exposées ci-après.

3.2.2 Représentation des éléments du four

Représentation des parois

Les parois du four sont classiquement représentées par des branches 1D (cf. figure 3.1). Les parois peuvent être composées de plusieurs matériaux aux caractéristiques thermophysiques différentes. Dans ce cas, plusieurs branches représentent les différentes épaisseurs. Le contact est supposé parfait entre les nœuds adjacents (Nc1 et Nc2), mais il est possible d'inclure une résistance de contact si cette donnée est disponible. Chaque branche est sous-divisée en un certain nombre de nœuds, afin de résoudre les transferts conductifs instationnaires numériquement par un schéma aux éléments ou aux volumes finis.

Dans les enceintes de petite taille, les effets de bord doivent être pris en compte pour ne pas sous-estimer les déperditions thermiques. Comme le montre la figure 3.1, les singularités sont « incluses » dans les branches 1D en faisant varier la surface avec l'épaisseur. Le volume total des branches correspond alors précisément au volume de matériau constituant l'enceinte.

Le nœud N_{ext} échange par rayonnement et par convection naturelle avec l'ambiance extérieure. Les corrélations de convection naturelle des plaques planes orientées verticalement ou horizontalement (vers le haut ou vers le bas) sont employées. Ces corrélations

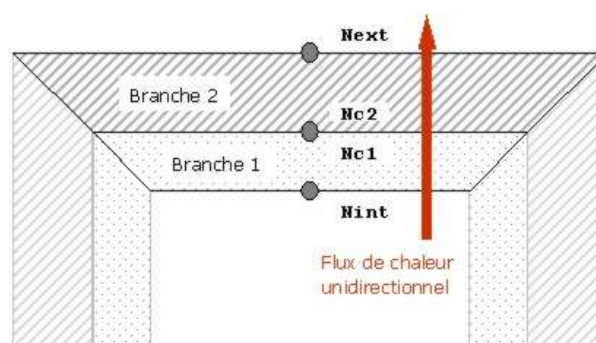


Figure 3.1 – Représentation des parois multi-couches dans le modèle nodal.

sont disponibles par exemple dans [73].

Le nœud `Nint` est en interaction avec :

- les autres parois de l'enceinte par rayonnement thermique (cf. §3.2.4),
- le(s) produit(s) à réchauffer par rayonnement thermique,
- les fumées remplissant l'enceinte par rayonnement thermique et par convection.

Le mode de transfert par convection est bien inférieur au transfert radiatif dans les enceintes à haute température ($< 10\%$ des échanges). La majorité des auteurs proposent de prendre en compte la convection forcée de manière très simplifiée, en imposant par exemple un coefficient d'échange constant sur toutes les surfaces de l'enceinte en contact avec le fluide. Correia et al. [29] ont fixé ce coefficient à $25W/m.K$. Nous utiliserons ici la même approche que Chapman et al. [24] et Liu et al. [97], qui consiste à utiliser des corrélations expérimentales [88] :

$$\bar{N}u = \frac{\bar{h}D_{eq}}{k_p} = C \left[\frac{\dot{m}_p D_{eq}}{A\mu_p} \right]^{0.75} \quad (3.2)$$

D_{eq} est le diamètre hydraulique de la section de passage d'aire A , C est une constante empirique égale à 0.283 et 0.142 pour respectivement la voûte et les parois latérales. \dot{m}_p , μ_p et k_p sont respectivement le débit, la viscosité et la conductivité des produits de combustion.

Représentation de la charge

La plupart des auteurs ayant proposé des modèles nodaux de fours sidérurgiques [24, 29, 54, 163, 174] ont représenté les produits en 1D, dans le sens de l'épaisseur. La charge est donc supposée uniforme en température dans le plan horizontal. Un des objectifs de la présente étude est de prédire les hétérogénéités de chauffage des produits. Un exemple est la surchauffe des extrémités des produits (effet de bord). Pour ce faire, les produits peuvent être représentés dans le modèle nodal par un réseau de branches 1D, échangeant par conduction (cf. figure 3.2). L'échange conductif a lieu entre chaque paire de nœuds situés à abscisses égales dans les branches.

La conductance G_{cond} entre deux nœuds à la même abscisse des branches B1 et B2 s'exprime par :

$$G_{cond} = \frac{S}{e_1/2.k_1 + e_2/2.k_2} \quad (3.3)$$

e_1 et e_2 sont les épaisseurs des branches B1 et B2. k_1 et k_2 sont les conductivités

3.2. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE NODAL 3D INSTATIONNAIRE

évaluées à la température des nœuds des branches B1 et B2. S est la surface latérale d'échange entre les branches.

Sur la figure 3.2, la charge est divisée en 4×4 branches, chacune subdivisée en n nœuds. Il y aura donc $16 \times n$ nœuds de températures différentes au total. La résolution en régime instationnaire peut donc devenir très lourde s'il y a plusieurs dizaines de produits dans le four. Afin de limiter les temps de calcul et selon l'importance donnée à un produit dans le four, il est donc préférable d'adapter le nombre de branches pour chacun des produits (par exemple, une seule branche pour les premiers produits, puis plusieurs branches pour les suivants, que l'on désire analyser plus finement).

De même que les surfaces internes des parois, les surfaces des produits échangent avec leur environnement principalement par rayonnement. Afin de gérer l'introduction puis le déplacement des produits du four, la stratégie consiste à définir au préalable les lois donnant les conductances entre les produits et les autres nœuds du réseau en fonction de leur position dans le four. La figure 3.3 donne l'exemple d'une telle loi entre un produit et une section de paroi. Ce calcul a été réalisé à l'aide de l'outil MODRAY[®] (cf. § 3.2.4). Dans ce cas précis, cette courbe suit une distribution gaussienne centrée à l'abscisse de la section de paroi, et d'écart type $\sigma = 3.36m$. Il faut noter que la courbe de Gauss n'est pas toujours adéquate si la géométrie du four est plus complexe. Enfin, pour simuler une cadence d'avancement variable, l'abscisse de chaque produit dans le four sera calculée en fonction du temps.

Dans le cas d'un four batch, deux positions sont à prévoir pour les produits : à l'extérieur et à l'intérieur du four. Les conductances radiatives avec les éléments du four doivent donc être simplement multipliées par une variable dépendante du temps, égale à 0 si les produits sont à l'extérieur du four, et 1 s'ils sont à l'intérieur.

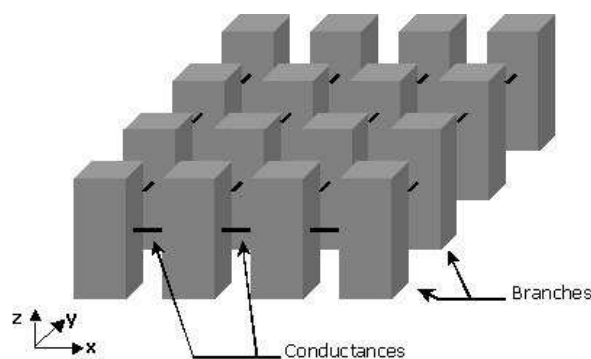


Figure 3.2 – Représentation de la charge par un réseau de branches dans le modèle nodal.

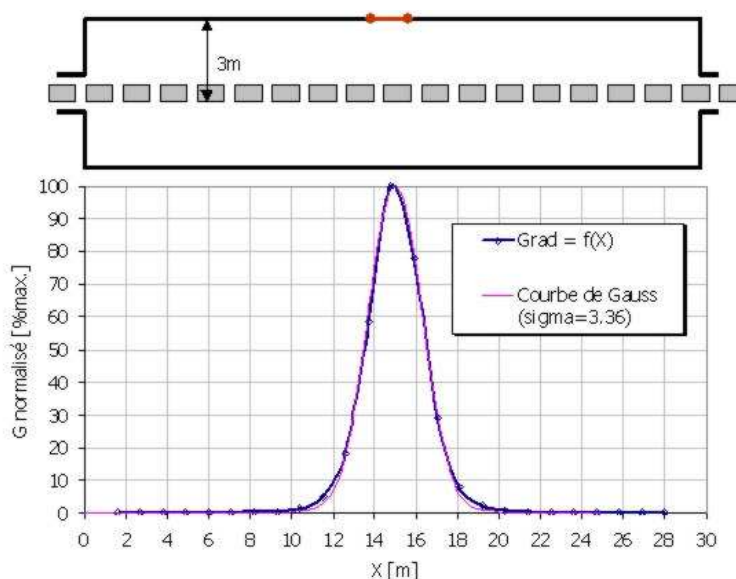


Figure 3.3 – Evolution de la conductance radiative entre un produit et une section de voûte située à mi-four, en fonction de sa position dans le four.

Représentation des brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme

Il est possible de décomposer les brûleurs régénératifs en trois entités distinctes :

- Les bacs régénératifs permettant de récupérer l’enthalpie des fumées sortant du four et de préchauffer le comburant.
- Le terme source issu de la combustion. En mode Oxydation sans Flamme, ce terme source est dégagé dans un volume relativement grand devant le brûleur (cf. étude CFD simplifiée § 2.4.2).
- La circulation de fumées dans l’enceinte induite par les jets à haute impulsion.

Pour les besoins de l’analyse nodale, ces trois entités sont représentées de manière simplifiée, comme expliqué ci-après.

Représentation des bacs régénératifs. Le fonctionnement des brûleurs régénératifs est cyclique (cf. figure 3.4) : chaque brûleur est équipé d’une matrice (ou bac régénératif) qui reçoit tantôt des fumées chaudes par le haut de la matrice (période de « chauffage »), tantôt du comburant (le plus souvent de l’air) par le bas (période de « refroidissement »). Cette technique est très efficace puisqu’elle permet de préchauffer l’air à plus de 1000°C, les fumées sortant à des températures très basses (de l’ordre de 100-200°C).

Ces régénérateurs à contre-courant sont le plus souvent admis dans la classe des échangeurs, lesquelles sous-entendent habituellement le caractère instantané du trans-

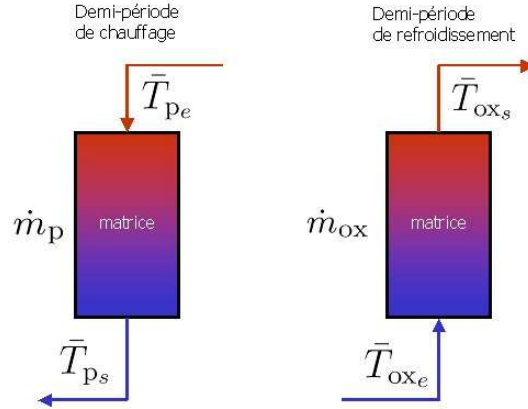


Figure 3.4 – Fonctionnement cyclique d'une matrice régénérative.

fert d'énergie, sans stockage [12]. Le stockage de l'énergie est ici au contraire délibérément recherché pour passer l'enthalpie du fluide chaud vers le fluide froid par l'intermédiaire des matrices. Le calcul des régénérateurs relève donc de la conduction dans le solide en régime transitoire, tandis que les conditions aux limites sont obtenues par la convection avec les fluides (air et fumées) et par le rayonnement avec les fumées (actives dans l'infrarouge). Toutefois, les principales grandeurs caractérisant les performances des échangeurs sont applicables aux régénérateurs :

- L'*efficacité* du régénérateur, mesurant le rapport entre le flux échangé par la matrice et le flux maximal échangé par une matrice supposée infiniment longue :

$$\epsilon_r = \frac{\dot{m}_p \int_{\bar{T}_{ps}}^{\bar{T}_{pe}} C_{pp} dT}{\min \left(\dot{m}_p \int_{\bar{T}_{oxe}}^{\bar{T}_{pe}} C_{pp} dT, \dot{m}_{ox} \int_{\bar{T}_{oxe}}^{\bar{T}_{pe}} C_{pox} dT \right)} \quad (3.4)$$

Remarque : les températures de sortie des fluides sont moyennées sur un cycle de fonctionnement.

- Le *rendement* du régénérateur, traduisant les pertes d'énergie par les parois des bacs régénératifs, parfois non négligeables. L'enthalpie récupérée sur les fumées n'est alors pas intégralement transmise à l'air :

$$\eta_r = \frac{\dot{m}_{ox} \int_{\bar{T}_{oxe}}^{\bar{T}_{oxs}} C_{pox} dT}{\dot{m}_p \int_{\bar{T}_{ps}}^{\bar{T}_{pe}} C_{pp} dT} \quad (3.5)$$

Ces deux grandeurs sont essentiellement fonction de la géométrie de la matrice solide. Deux types de technologies de matrice cohabitent actuellement. La première consiste à remplir les bacs avec des billes à haute teneur en alumine (tenue en température élevée). Cette technologie est la plus économique et la plus facile à mettre en œuvre (maintenance aisée). La compacité (ratio surface d'échange / volume) n'est pas très élevée : de l'ordre de

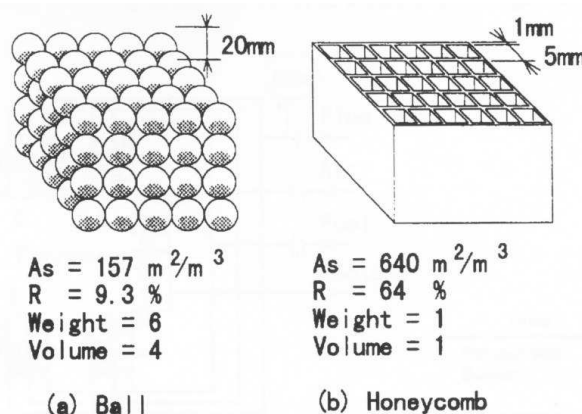


Figure 3.5 – Comparaison des matrices à billes et à nids d’abeille [168].

$150 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pour des billes de diamètre 20 mm (cf. figure 3.5 (a)). L’efficacité de l’échange n’est également pas optimale. La seconde technologie, développée au Japon dans les années 1990, utilise une structure en nids d’abeille, offrant un ratio surface / volume beaucoup plus élevé, supérieur à $600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (cf. figure 3.5 (b)). L’efficacité de ces échangeurs est bien meilleure, tout en étant plus compacts par rapport à une matrice en billes d’alumine [65, 168]. Le coût est cependant plus élevé et les opérations de maintenance délicates et onéreuses.

Plusieurs auteurs ont proposé des corrélations expérimentales donnant le nombre de Nusselt pour un gaz traversant un certain type de matrice. Les lits constitués de particules sphériques ont fait l’objet des travaux les plus nombreux [6, 56, 124, 180]. D’autres géométries ont été étudiées : Nsofor et Adebisi ont récemment validé expérimentalement des corrélations pour une matrice remplie d’éléments cylindriques [123].

Une fois le nombre de Nusselt déterminé, l’efficacité du système régénératif peut être calculée selon la procédure proposée par Romie et Baclic [142], selon la méthode simplifiée de Dudukovic et Ramachandran [39] ou en utilisant la solution analytique de De Monte [114]. Il faut noter qu’une hypothèse communément admise consiste à postuler l’adiabaticisme de la matrice, c’est-à-dire à supposer un rendement η_r égal à 100%.

Dans le cadre de la présente étude, efficacité et rendement sont supposés connus : calculés [114, 142], interpolés dans des tables [143] ou issus de données expérimentales (Noh et al. [122] donnent par exemple des corrélations pour les structures à nids d’abeilles). Les résultats des essais à l’échelle semi-industrielle ont montré qu’ils peuvent dépendre de la demande calorifique¹ (cf. § 3.3.5).

Le problème consiste donc à calculer \bar{T}_{ps} (température des fumées après récupération) et \bar{T}_{oxs} (température de préchauffage du comburant) en fonction de l’efficacité ϵ_r , du

¹La demande calorifique $DC[\%]$ est le ratio de la puissance nécessaire sur la puissance nominale des brûleurs.

3.2. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE NODAL 3D INSTATIONNAIRE

rendement η_r , des débits et des températures d'entrées dans les bacs des fluides (\bar{T}_{pe} et \bar{T}_{oxe}).

Les hypothèses suivantes sont adoptées :

- Le caractère instationnaire du système régénératif n'est pas représenté. Les températures des fluides calculées à la sortie des bacs régénératifs sont donc les températures moyennées sur un cycle. Cette hypothèse implique que l'inertie thermique des matrices lors des régimes transitoires (par exemple lors de variations de \bar{T}_{pe}) est négligée.
- Ces températures sont calculées en fonction de la demande calorifique (si $\epsilon_r = f(DC)$ et $\eta_r = f'(DC)$) et de la température \bar{T}_{ps} , supposée égale à la température des fumées dans le four.

La chaleur massique des gaz est donnée par des polynômes de degré n (cf. annexe C). Les lois $\bar{T}_{ps} = f(\bar{T}_{pe}, \eta, \epsilon)$ et $\bar{T}_{oxs} = f(\bar{T}_{pe}, \eta, \epsilon)$ sont donc des polynômes de degré $n + 1$ (cf. équations 3.2.2 et 3.2.2). Néanmoins, la figure 3.6 montre que dans la gamme de température habituelle, l'enthalpie des gaz varie quasiment linéairement avec la température. Les lois peuvent donc être approximées par des fonctions affines. A partir des équations 3.2.2 et 3.2.2, on déduit ainsi :

$$\bar{T}_{ps} = A.\bar{T}_{pe} + B \quad (3.6)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} A = 1 - \epsilon_r \frac{\min(\dot{m}_{ox}\bar{C}_{pox}, \dot{m}_p\bar{C}_{pp})}{\dot{m}_p\bar{C}_{pp}} \\ B = A.\bar{T}_{oxe} \\ \bar{C}_{pox} = \frac{\int_{T_{min}}^{T_{max}} C_{pox} dT}{T_{max} - T_{min}} \\ \bar{C}_{pp} = \frac{\int_{T_{min}}^{T_{max}} C_{pp} dT}{T_{max} - T_{min}} \end{array} \right.$$

Puis :

$$\bar{T}_{oxs} = \eta_r \frac{\dot{m}_p\bar{C}_{pp}}{\dot{m}_{ox}\bar{C}_{pox}} (\bar{T}_{pe} - \bar{T}_{ps}) + \bar{T}_{oxe} \quad (3.7)$$

Les températures T_{min} et T_{max} servant au calcul du C_p moyen doivent être choisies de manière à minimiser l'écart avec le calcul exact.

Dans le modèle nodal, la même méthodologie que celle développée au paragraphe 2.4 est adoptée. L'injection de comburant et de combustible est remplacée par l'injection d'un fluide équivalent, ayant la composition des fumées après combustion complète. Le système régénératif sera donc représenté par un nœud à la température T_{eq} . Cette température est calculée à partir de \bar{T}_{oxs} selon l'équation 3.8.

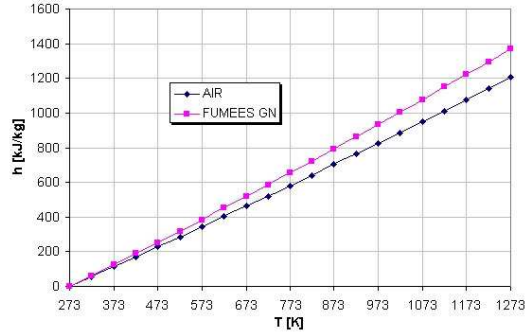


Figure 3.6 – Enthalpie de l'air et des fumées issues de la combustion d'un gaz naturel (GN) en fonction de la température.

$$(\dot{m}_{\text{ox}} + \dot{m}_{\text{f}}) \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{eq}}} C_{p\text{p}} dT = \dot{m}_{\text{ox}} \int_{T_{\text{ref}}}^{\bar{T}_{\text{oxs}}} C_{p\text{ox}} dT + \dot{m}_{\text{f}} \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{f}}} C_{p\text{f}} dT \quad (3.8)$$

Ceci permet d'introduire dans le système la même enthalpie que celle apportée par le préchauffage de l'air et par le gaz naturel.

Représentation du terme source de la combustion. Dans certains travaux de modélisation par la méthode nodale, la représentation des brûleurs consiste à supposer le caractère instantané de la combustion [30, 96]. Les gaz sont ainsi introduits à la température adiabatique de flamme. Une approche alternative repose sur l'hypothèse du réacteur parfaitement agité : la combustion est libérée de façon homogène dans tout le four [24, 54, 174, 163].

Dans le cas des brûleurs à Oxydation sans Flamme, la combustion ne peut être considérée comme instantanée. Les dimensions de la zone de combustion ne sont pas négligeables par rapport aux dimensions de l'enceinte. La méthode employée ici consiste à utiliser les résultats d'une étude CFD préalable, suivant la démarche du chapitre 2. Le terme source de la combustion est représenté dans le modèle nodal par un nœud de température uniforme, dont le volume et la surface sont issus de l'étude CFD simplifiée. La puissance volumique imposée, correspondant à la chaleur dégagée par la combustion, s'écrit :

$$TS = \frac{P_{\text{f}}}{V} = \frac{\dot{m}_{\text{f}} \cdot PCI}{V} \quad (3.9)$$

Le nœud est en interaction avec les autres éléments du système :

- Transfert de masse venant du nœud à température T_{eq} . Ce débit est égal à $\dot{m}_{\text{ox}} + \dot{m}_{\text{f}}$.

- Transfert de masse vers les autres nœuds de fluide adjacents.
- Transfert radiatif avec les parois de l'enceinte, la charge et les autres nœuds fluides remplissant l'enceinte (cf. 3.2.4).

Découpage de l'enceinte en fonction des écoulements. Suivant la configuration géométrique de l'enceinte et la position des brûleurs, le découpage du volume peut être très différent. L'objectif est de modéliser au mieux la circulation des fumées afin de représenter les hétérogénéités de chauffage dues à des zones de recirculation ou des zones de stagnation. Selon la précision désirée ou la complexité de la géométrie, la résolution des équations de Naviers-Stokes par un outil CFD peut être conduite au préalable en régime stationnaire [31, 32, ?]. En première approche, il est cependant possible de présumer l'allure de l'écoulement (ex : écoulement piston) et d'en déduire un découpage fictif de l'enceinte [24, 54, 97, 163]. Une approche intermédiaire mise en œuvre par Haghghat et al. [64] consiste à utiliser les lois caractéristiques des jets pour en déduire les débits entre zones. Les auteurs ont appliqué cette technique à un bâtiment équipé d'une ventilation à convection forcée. La comparaison avec des résultats de calculs CFD montre qu'un niveau de précision raisonnable peut être atteint. Dans l'étude présente, la circulation des écoulements est présumée à partir d'une observation qualitative de résultats CFD. La confrontation avec des résultats expérimentaux (cf. § 3.3) montre que cette approche est suffisante pour représenter le transport d'enthalpie.

Comme pour le nœud contenant le terme source, les nœuds fluides remplissant le reste de l'enceinte sont en interaction :

- avec les nœuds fluides adjacents par transfert de masse,
- avec les parois de l'enceinte, la charge et les nœuds fluides par rayonnement,
- avec les parois par convection forcée, si celles-ci sont adjacentes au fluide,
- avec l'extérieur du système par transfert de masse si le nœud est adjacent à un brûleur régénératif aspirant des fumées, ou à une cheminée d'évacuation.

3.2.3 Contrôle/Commande

Il est particulièrement important de pouvoir inclure une régulation dans le modèle nodal, car elle a souvent une implication importante dans les performances des fours sidérurgiques soumis à de nombreuses perturbations.

La régulation ou contrôle/commande des procédés thermiques regroupe l'ensemble des moyens destinés à maintenir une grandeur physique y , le plus souvent une température, égale à une valeur désirée, appelée consigne y_c (cf. figure 3.7). Lorsque des perturbations ou des changements de consigne se produisent, la régulation provoque une action correctrice u sur une grandeur physique du procédé. Dans le cas des fours équipés de brûleurs, cette grandeur est la demande calorifique exprimée en pourcentage de la puissance maximale

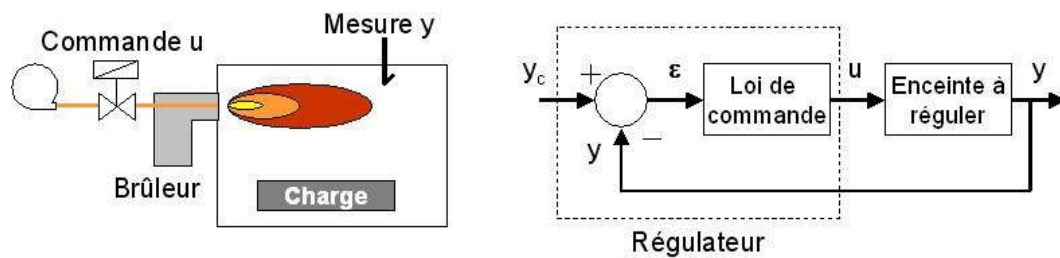


Figure 3.7 – Schématisation d'un système à réguler.

offerte. Le régulateur englobe un comparateur calculant l'écart entre la consigne et la mesure ε , et une loi calculant la commande u en fonction de cet écart.

Les régulateurs PID (actions Proportionnelle, Intégrale, Dérivée) sont les plus répandus et conviennent dans environ 80% des boucles de régulation [16]. Cependant, d'autres types de régulations dites « avancées » font leur apparition depuis quelques années. Notamment, les régulations basées sur la logique floue ont un succès grandissant (voir par exemple une application à la commande d'un four électrique [135]). On peut citer également la régulation par modèle interne [140] qui a fait ses preuves dans de nombreux domaines, mais souffre de sa difficulté de mise en œuvre.

Seule la régulation PID est décrite ici. Il s'agit de la méthode adoptée lors des essais sur le four prototype (cf. § 3.3). L'équation temporelle reliant la commande u à l'écart ε est la suivante :

$$u = K.\varepsilon + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon dt + T_d \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (3.10)$$

Avec :

K	Gain statique du régulateur.
T_i	Constante de temps d'intégration.
T_d	Constante de temps dérivée.

Les trois paramètres précédents doivent être ajustés de manière à respecter les critères de qualité suivants [16] :

- Stabilité : la grandeur régulée doit toujours converger vers un point d'équilibre stable, et ne pas osciller autour du point de consigne.
- Précision : en régime établi, la grandeur régulée doit être maintenue en permanence au plus près de la consigne.
- Rapidité : on cherchera à atteindre le point d'équilibre en un minimum de temps.

Plusieurs méthodes de réglage peuvent être mises en œuvre pour calculer la combinaison optimale, parmi lesquelles la méthode de Broïda, consistant à observer la réponse à un échelon de consigne, ou la méthode de Ziegler et Nichols basée sur la recherche de la limite de stabilité de la régulation [16].

3.2.4 Calcul des échanges radiatifs

Formulation mathématique

Le rayonnement thermique est le mode de transfert prépondérant dans les enceintes de combustion à haute température. Dans le cas de la modélisation CFD, les méthodes de résolution appelées « méthodes de flux » sont les plus utilisées (cf. § 2.2.2). Elles consistent à résoudre l'Equation du Transfert Radiatif sous sa forme différentielle (cf. éq. 2.7). Cette formulation a l'avantage d'être compatible avec la procédure de résolution par différences finis des autres phénomènes physiques (écoulement, combustion), sur le domaine de calcul préalablement maillé. Les méthodes de flux ne sont manifestement pas compatibles avec l'analyse nodale, basée sur la notion de conductance entre couples de nœuds de température uniforme.

La méthode des zones développée par Hottel et al. [68, 69], permet d'inclure de manière directe les transferts radiatifs dans un réseau nodal. Cette méthode consiste à convertir l'ETR en un système d'équations algébriques non-linéaires.

Soit une enceinte constituée de surfaces opaques, grises, isotropes en émission et diffuses en réflexion (surfaces grises de Lambert). Le milieu absorbant et émissif est supposé gris et non diffusant. Si cette enceinte est divisée en m surfaces et n volumes supposés isothermes, les bilans radiatifs sur chacune de ces « zones » s'écrivent :

pour une surface i :

$$A_i H_i = \sum_{j=1}^m \overline{s_i s_j} W_j + \sum_{j=1}^n \overline{s_i g_j} E_{g_j} \quad (3.11)$$

pour un volume i :

$$4\kappa_i V_i H_{g_i} = \sum_{j=1}^m \overline{g_i s_j} W_j + \sum_{j=1}^n \overline{g_i g_j} E_{g_j} \quad (3.12)$$

Les facteurs $\overline{s_i s_j}$, $\overline{s_i g_j}$ et $\overline{g_i g_j}$ sont les facteurs d'échange directs (cf. tableau 3.1). Ils traduisent la fraction du flux émis par une surface ou un volume qui est reçue directement par une autre surface ou volume. Ces facteurs respectent mathématiquement deux propriétés :

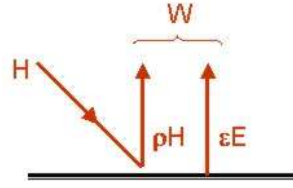


Figure 3.8 – Flux incident, réfléchi et émis d'un élément de surface.

– La réciprocité :

$$\overline{s_i s_j} = \overline{s_j s_i} \quad (3.13)$$

$$\overline{s_i g_j} = \overline{g_j s_i} \quad (3.14)$$

$$\overline{g_i g_j} = \overline{g_j g_i} \quad (3.15)$$

– La conservation :

$$A_i = \sum_{j=1}^m \overline{s_i s_j} + \sum_{j=1}^n \overline{s_i g_j} \quad (3.16)$$

$$4\kappa_i V_i = \sum_{j=1}^m \overline{g_i s_j} + \sum_{j=1}^n \overline{g_i g_j} \quad (3.17)$$

Le système obtenu ne permet pas d'exprimer directement le flux net échangé entre deux éléments. Il faut pour ce faire introduire les facteurs d'échange total $\overline{S_i S_j}$, $\overline{S_i G_j}$ et $\overline{G_i G_j}$, afin d'éliminer les radiosités du système d'équations. Ces facteurs d'échange total intègrent à la fois le flux radiatif reçu de manière directe et le flux reçu par multi-réflexions sur les autres zones de l'enceinte. Noble [121] a fourni les opérations matricielles pour transformer les facteurs d'échange direct en facteurs d'échange total dans le cas d'un milieu absorbant émetteur gris non diffusant entouré de surfaces grises de Lambert. Goyheneche et Sacadura [60] ont récemment établi la relation explicite matricielle dans le cas plus général d'un milieu absorbant émetteur diffusant de façon anisotropique, entouré de surfaces réfléchissant de façon anisotropique.

Tableau 3.1 – Facteurs d'échanges utilisés dans l'analyse des transferts radiatifs.

Facteur d'échange :	Désignation	Fonction de :
Direct	$\overline{g_i g_j}$, $\overline{g_i s_j}$, $\overline{s_i s_j}$	Géométrie, coefficient d'absorption gris κ
Total	$\overline{G_i G_j}$, $\overline{G_i S_j}$, $\overline{S_i S_j}$	Géométrie, κ , émissivité des surfaces ε_i

L'expression du flux net échangé entre les couples de zones est alors donnée par :

$$Q_{i \rightleftharpoons j} = \overline{S_i S_j} (E_i - E_j) \quad \text{flux surface-surface} \quad (3.18)$$

$$Q_{i \rightleftharpoons j} = \overline{G_i S_j} (E_{g_i} - E_j) \quad \text{flux volume-surface} \quad (3.19)$$

$$Q_{i \rightleftharpoons j} = \overline{G_i G_j} (E_{g_i} - E_{g_j}) \quad \text{flux volume-volume} \quad (3.20)$$

La conductance G de l'équation 3.1 s'écrit donc dans le cas d'un transfert par rayonnement :

$$G = \overline{S_i S_j} \sigma (T_i^3 + T_i^2 \cdot T_j + T_i \cdot T_j^2 + T_j^3) \quad \text{conductance surface-surface} \quad (3.21)$$

$$G = \overline{G_i S_j} \sigma (T_i^3 + T_i^2 \cdot T_j + T_i \cdot T_j^2 + T_j^3) \quad \text{conductance volume-surface} \quad (3.22)$$

$$G = \overline{G_i G_j} \sigma (T_i^3 + T_i^2 \cdot T_j + T_i \cdot T_j^2 + T_j^3) \quad \text{conductance volume-volume} \quad (3.23)$$

La principale difficulté réside dans le calcul des facteurs d'échange direct puis des facteurs d'échange total. Hottel [69] propose une représentation graphique pour retrouver les facteurs d'échange direct dans une enceinte composée de volumes cubiques. Johnson et Béer [78] ont utilisé ces données pour la modélisation d'un four industriel. Becker [8], Siddal [155] et Tucker [173] donnent des méthodes pour le calcul des facteurs d'échange dans une enceinte parallélépipédique. L'algorithme de Siddall a par exemple été utilisé par Wierenga [184] pour la simulation d'un four de verrerie. Larsen et Howell [85] ont proposé une formulation des facteurs permettant de les obtenir à partir de mesures. Naraghi et al. [118, 119, 120] ont développé une version « continue » de la méthode des zones et dérivé des fonctions intégrales pour le calcul des facteurs, résolues par une quadrature de Gauss. Lisienko et al. [92] se sont basés sur la méthode des transferts discrets pour dériver une méthode de tracé de rayons (méthode des plans parallèles). Yuen et Takara [192] ont démontré qu'il n'est pas nécessaire de calculer les facteurs d'échange lorsque la longueur optique ($= \kappa L$) séparant deux zones est supérieure à 7.5, car la contribution au bilan thermique est alors négligeable. Les auteurs fournissent également une table de facteurs d'échange direct dans une enceinte constituée de volumes cubiques. Lorsque la géométrie est complexe (notamment lorsque les effets d'ombre sont importants), les méthodes de Monte-Carlo [69, 156] sont largement mises en œuvre. Ce type d'approche consiste à simuler numériquement l'émission d'un nombre élevé N de photons à partir d'une surface ou d'un volume de gaz, et de compter le nombre n atteignant les autres surfaces ou absorbés par un volume. Il s'agit donc d'une méthode statistique. Avec la croissance exponentielle des puissances de calcul, l'engouement pour cette technique n'a cessé de croître. De nombreux travaux récents en attestent : Chapman et al. [23, 24], Tucker et Ward [174] et Correia et al. [29, 30, 31, 32] ont utilisé la technique de Monte Carlo pour modéliser des fours de réchauffage sidérurgiques et des fours verriers. Murty [117] a appliqué une méthode de Monte Carlo non stochastique dans le cas d'un four rotatif. Liu et al. [97] ont modélisé un four utilisant du fuel lourd par la méthode zonale.

Les facteurs d'échange total y sont calculés par la méthode de Monte Carlo incluant une technique d'optimisation par les moindres carrés [86, 99] afin de respecter les contraintes de conservation et de réciprocité.

Un outil de calcul des facteurs d'échange direct et total, MODRAY[®], a été choisi ici. Ce logiciel, développé au Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris, est basé sur une formulation angulaire des facteurs d'échange. Il permet de traiter toute enceinte constituée de surfaces planes comportant des obstructions. A l'origine développé pour les milieux transparents (voir par exemple l'étude d'un habitacle automobile [146, 147]), MODRAY[®] a récemment été étendu au cas des milieux semi-transparentes non-diffusants. La méthode de calcul est brièvement décrite ci-après, et le logiciel validé pour les milieux semi-transparentes.

Description de l'outil MODRAY[®] et validation en milieux participants

MODRAY[®] calcule les facteurs d'échange dans une enceinte découpée en volumes de propriétés radiatives uniformes, et entourée de surfaces planes grises (ou grises par bande) isotropes. Les volumes sont délimités par des surfaces fictives (entre deux volumes) ou par les parois de l'enceinte. Le calcul des facteurs d'échange total par MODRAY[®] se divise en trois étapes :

1. Calcul des facteurs d'échange direct $\overline{s_i s_j}$ (surfaces ET surfaces fictives) par la méthode des flux plans de El Khoury [82].
2. Déduction des facteurs d'échange direct $\overline{s_i g_j}$ et $\overline{g_i g_j}$ par les relations de Emery et al. [44] (à partir des facteurs surface - surface fictive).
3. Calcul des facteurs d'échange total $\overline{S_i S_j}$, $\overline{S_i G_j}$ et $\overline{G_i G_j}$ par la méthode des revêtements d'Edwards [42].

Calcul des facteurs d'échange direct par l'approximation des flux plans [82].

Vue d'un point M, une surface S_j est incluse, selon l'angle ϕ , entre deux limites ϕ_1 et ϕ_2 . Et dans une direction quelconque θ entre ces deux limites, la surface S_j est comprise entre deux limites $\theta_1(\phi)$ et $\theta_2(\phi)$. Ainsi, un flux radiatif quittant le point M et arrivant directement sur S_j doit obligatoirement suivre un chemin de direction (θ, ϕ) tel que $\phi_1 \leq \phi \leq \phi_2$ et $\theta_1(\phi) \leq \theta \leq \theta_2(\phi)$ (cf. figure 3.9).

Dans un milieu absorbant gris non diffusant, le facteur d'échange direct entre les deux surfaces S_i et S_j est obtenu par :

$$\overline{s_i s_j} = \frac{1}{2\pi} \int_{S_i} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \int_{\theta_1(\phi)}^{\theta_2(\phi)} \tau(L_{ij}) d(\sin^2 \theta) d\phi dS_i \quad (3.24)$$

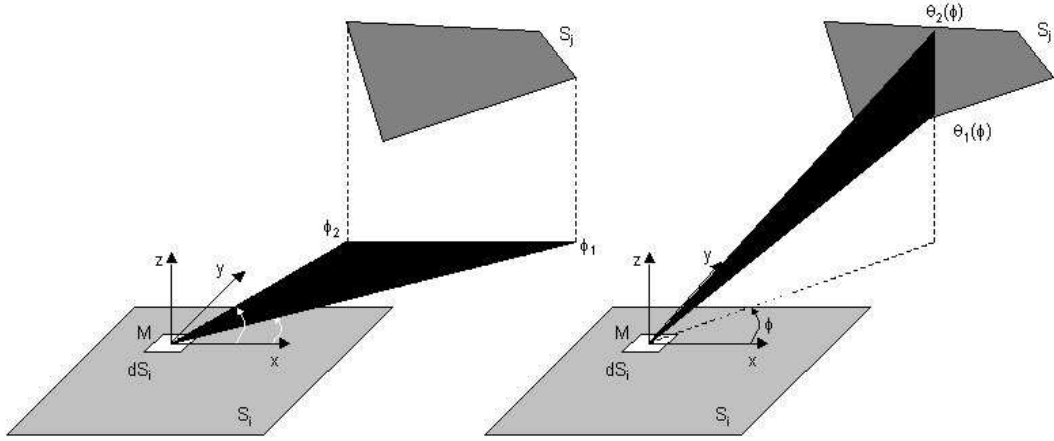


Figure 3.9 – Limites d'une surface vue d'un point d'une autre surface.

L_{ij} est la distance séparant deux éléments de surface dS_i et dS_j , τ est la transmittance moyenne le long de cette distance. Si les surfaces sont séparées par M milieux de propriétés radiatives différentes,

$$\tau(L_{ij}) = \exp\left(-\sum_{m=1}^M \kappa_m L_m\right) \quad (3.25)$$

La méthode des flux plans consiste à diviser l'hémisphère autour d'un point M de dS_i en un nombre fini N_ϕ d'angles solides $\delta\omega_k$ égaux, chacun étant inclus entre deux quarts de plan, normaux à dS_i et formant entre eux un angle $\delta\phi_k$ tel que :

$$\forall k, \quad \delta\phi_k = \frac{2\pi}{N_\phi} \quad (3.26)$$

Le flux dQ_i partant de la surface élémentaire dS_i est alors égal à la somme des flux $dQ_{i,k}$ partant de M dans les angles solides $\delta\omega_k$. L'approximation des flux plans consiste alors à considérer que chacun des flux $dQ_{i,k}$ est concentré dans le quart de plan dont la direction définie par l'angle ϕ_k est celle de la ligne bissectrice de l'intervalle angulaire $\delta\phi_k$ (cf. figure 3.10).

Dans ces conditions, on peut réécrire l'expression 3.24 de manière approchée comme :

$$\overline{s_{iS_j}} = \frac{1}{N_\phi} \int_{S_i} \left(\sum_{k:\phi_{1,k} \leq \theta \leq \phi_{2,k}} \int_{\theta_{1,k}}^{\theta_{2,k}} \tau(L_{ij}) d(\sin^2 \theta) \right) dS_i \quad (3.27)$$

$\theta_{1,k}$ et $\theta_{2,k}$ étant les limites de S_j selon θ pour la direction ϕ_k .

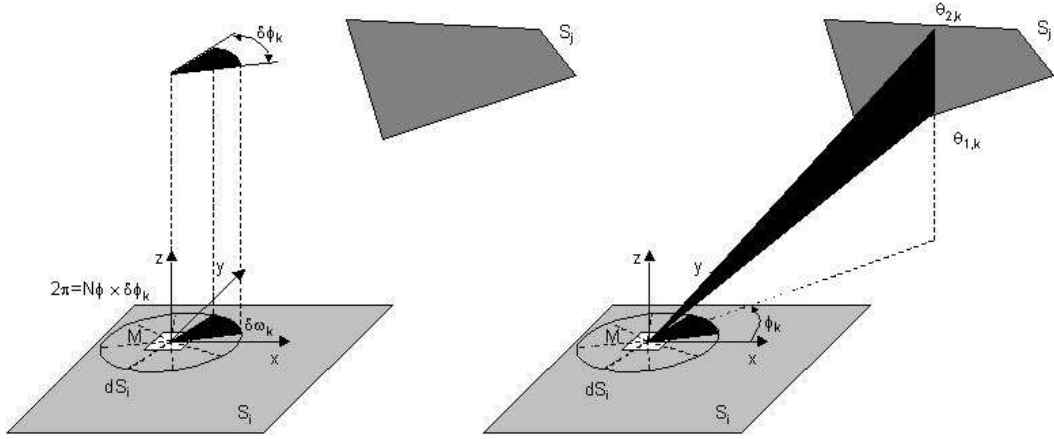


Figure 3.10 – Approximation des flux plans.

Dans l'expression 3.27, les intégrations sur θ et sur S_i sont effectuées numériquement par une quadrature de Gauss.

Calcul des facteurs d'échange direct $\overline{s_i g_j}$ et $\overline{g_i g_j}$ par les relations de Emery et al. [44]. Ces auteurs ont démontré par des équations de bilans qu'il est possible de calculer les facteurs d'échange $\overline{s_i g_j}$ et $\overline{g_i g_j}$ à partir des facteurs d'échange entre surfaces et surfaces fictives délimitant les volumes (cf. figure 3.11) :

$$\overline{s_i g_j} = \overline{s_i s_a} + \overline{s_i s_b} - \overline{s_i s_c} - \overline{s_i s_d} = \sum \overline{s_i s_n} \gamma_n \quad (3.28)$$

Avec $\gamma_n = 1$ si $|\theta_n| < \pi/2$, -1 sinon. Les facteurs $\overline{g_i g_j}$ sont construits suivant la même approche :

$$\overline{g_i g_j} = \sum_n \sum_m \overline{s_{in} s_{jm}} \gamma_{in} \gamma_{jm} \quad (3.29)$$

n et m sont les $n^{\text{ième}}$ et $m^{\text{ième}}$ surfaces délimitant respectivement V_i et V_j .

Calcul des facteurs d'échange total par la méthode des revêtements [42]. Cette méthode consiste à calculer les facteurs d'échange total F_{ij} ($= \overline{S_i S_j}$, $\overline{S_i G_j}$ ou $\overline{G_i G_j}$), prenant en compte les réflexions multiples sur les surfaces grises, à partir de l'observation suivante : en partant d'un ensemble de facteurs $F_{ij}^{(k)}$, on peut tenir compte du revêtement « en gris » d'une surface initialement noire, et calculer un nouvel ensemble de facteurs $F_{ij}^{(k+1)}$ pour la nouvelle configuration de l'enceinte. Il s'agit donc d'une approche résolument différente de la technique traditionnelle basée sur la matrice des radiosités. Si l'on revêt la

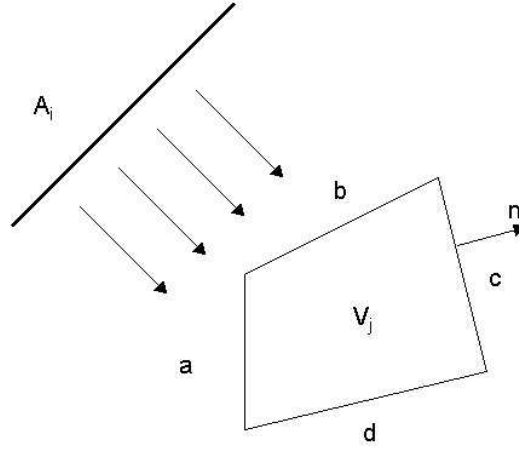


Figure 3.11 – Utilisation des facteurs surface - surface fictives pour calculer les facteurs surface - volume et volume - volume [44].

surface k de son émissivité ϵ_k et sa réflectivité ρ_k , on démontre que ces nouveaux facteurs sont obtenus par :

$$F_{ij}^{(k+1)} = F_{ij}^{(k)} + \rho_k C^{(k)} F_{ik}^{(k)} F_{kj}^{(k)} \quad (3.30)$$

$$F_{ik}^{(k+1)} = \epsilon_k C^{(k)} F_{ik}^{(k)} \quad (3.31)$$

$$F_{kj}^{(k+1)} = \epsilon_k C^{(k)} F_{kj}^{(k)} \quad (3.32)$$

$$F_{kk}^{(k+1)} = \epsilon_k^2 C^{(k)} F_{kk}^{(k)} \quad (3.33)$$

$$(3.34)$$

Avec i et j différents de k , et :

$$C^{(k)} = \frac{1}{1 - \rho_k F_{kk}^{(k)}} \quad (3.35)$$

L'ensemble des facteurs initiaux ($k = 0$) n'est autre que l'ensemble des facteurs d'échange direct ($\epsilon = 1$). On effectue donc N revêtements, N étant le nombre de surfaces dans l'enceinte.

Cai [18] a généralisé la méthode des revêtements pour les enceintes délimitées par des surfaces diffuses, spéculaires ou semi-transparentes, et contenant un milieu absorbant et diffusant de façon isotrope. L'auteur indique que l'ensemble du calcul nécessite $N^3/2$ opérations (multiplication et addition), contre $4N^3/2$ requises pour les méthodes basées

3.2. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE NODAL 3D INSTATIONNAIRE

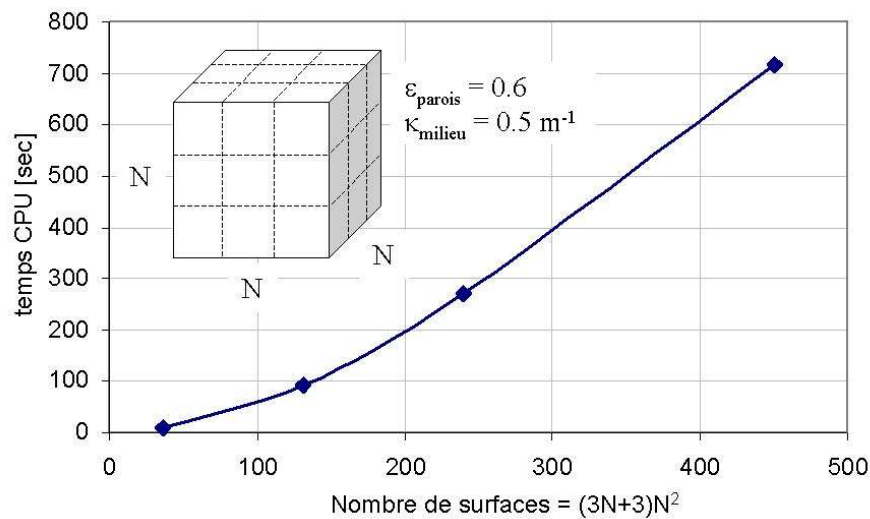


Figure 3.12 – Temps de calcul des facteurs d'échange total (processeur 1,5GHz).

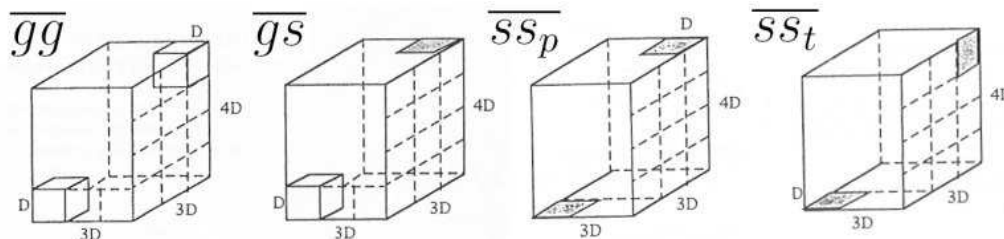


Figure 3.13 – Illustration du repérage des facteurs pour une enceinte avec $N_i = 3$, $N_j = 3$, $N_k = 4$ [192].

sur l'inversion d'une matrice [121]. Cette différence est considérable lorsque le nombre d'éléments du système devient important.

L'adjonction de ces trois méthodes de calcul, peu coûteuse en temps de calcul comparativement à d'autres méthodes (Monte Carlo, etc.) fait de MODRAY[®] un outil particulièrement puissant et adéquat pour une intégration dans un modèle nodal. La figure 3.12 montre que même avec une enceinte comportant plusieurs centaines de facettes, les temps de calculs restent de l'ordre de quelques minutes.

Afin d'évaluer la précision du calcul, les tables fournies par Yuen et Takara [192] ont été utilisées. Les auteurs ont calculé les facteurs d'échange direct dans une enceinte cubique, en annonçant un écart avec la solution exact inférieure à 1%. Les 4 facteurs calculés \overline{gg} , \overline{gs} , \overline{ss}_p et \overline{ss}_t sont repérés sur la figure 3.13. Le coefficient d'absorption est uniforme dans l'enceinte. La comparaison avec les facteurs calculés par MODRAY[®] est disponible dans le tableau 3.2. Les différences n'excèdent pas quelques pour-cents, exceptés pour certains facteurs lorsque la distance optique κL entre les deux zones est élevée. Néanmoins, ces

Tableau 3.2 – Comparaison des facteurs d'échange direct calculés par Modray avec les résultats de Yuen et Takara [192].

Comparaison Modray - (Yuen et Takara) et écart relatif							
\overline{gg}	$N_i N_j N_k$	$\kappa D = 0.2$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 1$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 4$	$\Delta[\%]$
	113	2,3717E-03 (2,2228E-03)	6,7	1,3049E-02 (1,3100E-02)	0,4	1,7323E-03 (1,7344E-03)	0,1
	223	1,5015E-03 (1,3796E-03)	8,8	5,5715E-03 (5,5350E-03)	0,7	2,3206E-04 (2,3168E-04)	0,2
	345	1,4947E-04 (1,3636E-04)	9,6	5,7145E-05 (5,6840E-05)	0,5	2,9283E-10 (3,2288E-10)	9,3
\overline{gs}	$N_i N_j N_k$	$\kappa D = 0.2$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 1$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 4$	$\Delta[\%]$
	113	5,9426E-03 (5,8780E-03)	1,1	4,1704E-03 (3,9950E-03)	4,4	1,5207E-05 (1,4580E-05)	4,3
	223	3,7607E-03 (3,7820E-03)	0,6	2,0241E-03 (2,0640E-03)	1,9	3,1777E-06 (3,0116E-06)	5,5
	345	4,7416E-04 (4,6800E-04)	1,3	2,5148E-05 (2,4800E-05)	1,4	7,0104E-12 (5,8600E-12)	19,6
\overline{ss}_p	$N_i N_j N_k$	$\kappa D = 0.2$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 1$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 4$	$\Delta[\%]$
	113	1,7913E-02 (1,7530E-02)	2,2	1,5601E-03 (1,5600E-03)	0,0	1,6688E-07 (1,6680E-07)	0,0
	223	1,1831E-02 (1,1750E-02)	0,7	8,3660E-04 (8,3730E-04)	0,1	4,6376E-08 (4,6390E-08)	0,0
	345	1,6116E-03 (1,6100E-03)	0,1	1,2020E-05 (1,2070E-05)	0,4	1,6259E-13 (1,6930E-13)	4,0
\overline{ss}_t	$N_i N_j N_k$	$\kappa D = 0.2$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 1$	$\Delta[\%]$	$\kappa D = 4$	$\Delta[\%]$
	113	5,2217E-03 (5,3280E-03)	2,0	7,1113E-04 (7,2930E-04)	2,5	5,6619E-07 (5,7770E-07)	2,0
	223	7,1190E-03 (6,9470E-03)	2,5	6,4590E-04 (6,3620E-04)	1,5	1,2934E-07 (1,2560E-07)	3,0
	345	1,1362E-03 (1,1260E-03)	0,9	9,1107E-06 (9,4410E-06)	3,5	2,3777E-13 (2,5330E-13)	6,1

écarts n'auront que très peu d'incidence sur le bilan thermique, comme l'ont démontré Yuen et Takara [192] (un facteur est négligeable lorsque la distance optique entre zones est supérieure à 7,5).

Calcul des propriétés radiatives des fumées

L'étude sur le calcul des propriétés radiatives des fumées dans le cadre des travaux CFD (cf. § 2.2.2) a souligné les difficultés associées à la prise en compte des caractéristiques spectrales. L'hypothèse « gaz gris » est toujours adoptée dans la majorité des calculs CFD, malgré l'évidence de son manque de représentation physique.

Probablement parce qu'elle est aisément incorporable dans les modèles zonaux, la méthode WSGG [69] est communément adoptée pour la modélisation nodale des fours industriels. Même si Soufiani et Djavdan [161] ont mis en défaut cette méthode dans le cas des enceintes où les gradients de température sont importants, Liu et al. [94], et Ströhle et al. [166] l'ont mis en œuvre avec succès pour modéliser des fours industriels. En ce qui concerne son application aux modèles nodaux, Tucker et Ward, [174], Correia et al. [29, 30, 31, 32], Chapman et al. [23, 24], Johnson et Beer [78], et enfin Liu et al. [96] ont utilisé cette approche.

La méthode WSGG consiste à corrélérer le coefficient d'absorption d'un gaz non-gris à la température T et au produit pL , par une somme pondérée par un coefficient a de plusieurs gaz gris et d'un gaz transparent (au total N_g gaz). Ce dernier reflète les « fenêtres » dans le spectre d'absorption des fumées. Le coefficient a est classiquement un polynôme fonction de la température. Un nombre peu élevé de gaz gris permet d'atteindre rapidement une bonne précision [112]. Plusieurs auteurs ont proposé des corrélations différentes, mais Liu et al. [94] ont montré que les écarts observés ne sont pas significatifs.

L'ensemble des facteurs d'échange total doit être effectué N_g fois, pour chaque coefficient d'absorption gris $\kappa_1 \dots \kappa_{N_g}$. Le flux net échangé entre deux zones est enfin obtenu par (exemple d'un échange volume-surface) [139] :

$$Q_{i \rightleftharpoons j} = \sum_{n=1}^{N_g} a_{g,n}(T_{g,i}) \cdot (\overline{G_i S_j})_{\kappa=\kappa_n} E_{g,i} - \sum_{n=1}^{N_g} a_{s,n}(T_j) \cdot (\overline{G_i S_j})_{\kappa=\kappa_n} E_j \quad (3.36)$$

Avec :

$$a_i(T) = \sum_{j=1}^4 b_{i,j} T^{j-1} \quad \text{et} \quad \sum_{i=1}^4 a_i(T) = 1 \quad (3.37)$$

Les corrélations de Smith et al. [158] ont été choisies. Le tableau 3.3 donne les valeurs

Tableau 3.3 – Coefficients du modèle de somme pondérée de gaz gris de Smith et al. [158].

i	κ_i	$b_{i,1} \times 10^1$	$b_{i,2} \times 10^4$	$b_{i,3} \times 10^7$	$b_{i,4} \times 10^{11}$
1	0.0000	1.0244	2.5570	-0.3680	0.4370
2	0.4201	6.5080	-5.5510	3.0290	-5.3530
3	6.5160	-0.2504	6.1120	-3.8820	6.5280
4	131.90	2.7180	-3.1180	1.2210	-1.6120

des coefficients pour un mélange pour lequel $pH_2O/pCO_2 = 2$, ce qui est le cas pour des fumées issues de la combustion du gaz naturel dans l'air à la stœchiométrie.

Le domaine de validité de ces corrélations est :

$$p_T = 1atm, 0.001 \leq pL \leq 10atm.m, 600K \leq T \leq 2400K$$

3.2.5 Architecture globale du modèle

Afin de résumer la structure du réseau nodal, un réseau simplifié est donné sur la figure 3.14. Comme indiqué dans les paragraphes précédents :

- Les brûleurs sont modélisés par un nœud FC dont la température est calculée à chaque pas de temps d'après les performances du système régénératif. Le fluide le traversant a la composition des fumées après combustion complète. Le nœud TS est un volume dont les dimensions sont fournies par une étude CFD préalable, et dans lequel la puissance de la combustion est dégagée (suivant la valeur de la sortie du régulateur).
- Les autres volumes remplissant l'enceinte sont représentés par le nœud F.
- Un nœud EXT à température imposée permet de représenter l'ambiance extérieure.
- Les parois sont ici modélisés par une branche P, mais leur nombre dépend en réalité de la structure des parois (mono- ou multi-couches) et de la discrétisation souhaitée pour chaque surface de l'enceinte.
- La charge est également représentée ici par une seule branche C, mais celle-ci peut être également discrétisée en plusieurs branches.

Les différentes interactions entre éléments du réseau sont représentées sur la figure : transferts de masse entre volumes de fumées (les débits sont calculés à chaque pas de temps en fonction de la sortie du régulateur), échanges convectifs et radiatifs entre volumes et surfaces. A noter que les transferts thermiques entre la charge et son environnement varient dans le temps pour tenir compte de son déplacement.

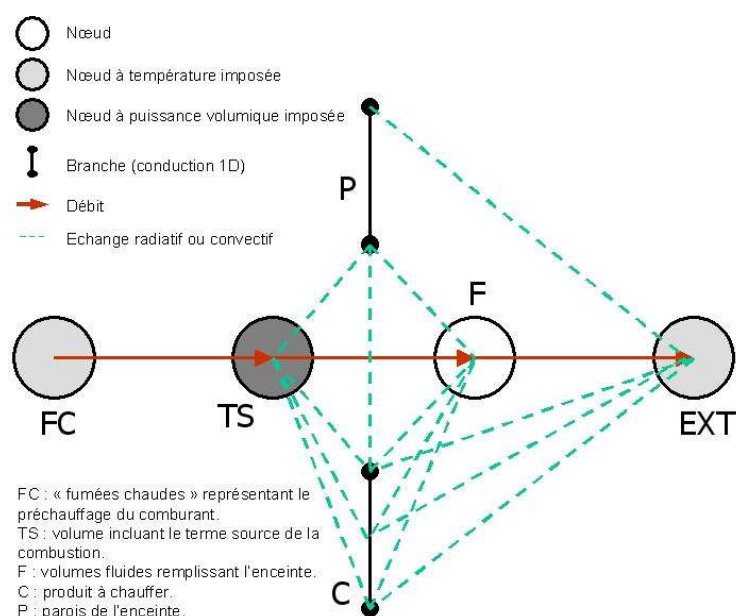


Figure 3.14 – Réseau simplifié du modèle nodal.

L'architecture complète du modèle est donnée sur la figure 3.15. Les données d'entrée du modèle sont : la géométrie ; les données fournies par une étude CFD (dimensions du volume contenant le terme source) ; les paramètres de combustion (combustible, comburant, facteur d'air, puissance nominale, paramètres du système régénératif) ; la loi de commande de la régulation ; le scénario simulé (déplacement de la charge). L'accès à des bases de données permet de diminuer le temps de définition du problème.

Les données géométriques, les données CFD et les paramètres de la combustion sont nécessaires au calcul des propriétés radiatives des fumées, puis au calcul des facteurs d'échange total. Les calculs relatifs aux brûleurs incluent le calcul des propriétés thermophysiques des fumées, des débits au point nominal et des lois donnant les températures aux bornes des matrices régénératives en fonction des conditions de fonctionnement.

Une fois ces calculs effectués, le réseau nodal peut être construit sous l'environnement THERMETTE[®]. Le système est résolu en régime instationnaire. Un post-traitement permet enfin d'extraire les résultats pour l'analyse de la simulation.

Afin de gérer tous les paramètres de manière intuitive et éviter ainsi de possibles erreurs, une interface utilisateur a été développée en langage C sous l'environnement LabWindows/CVI. L'interface prend en charge toute l'architecture du modèle, depuis la gestion des bases de données jusqu'au post-traitement. Des vues d'écran de l'interface sont disponibles en annexe E.

L'étape suivante consiste à valider expérimentalement ce modèle nodal 3D instationnaire. Les données expérimentales fournies par Gaz de France (cf. § 2.3) ne sont pas

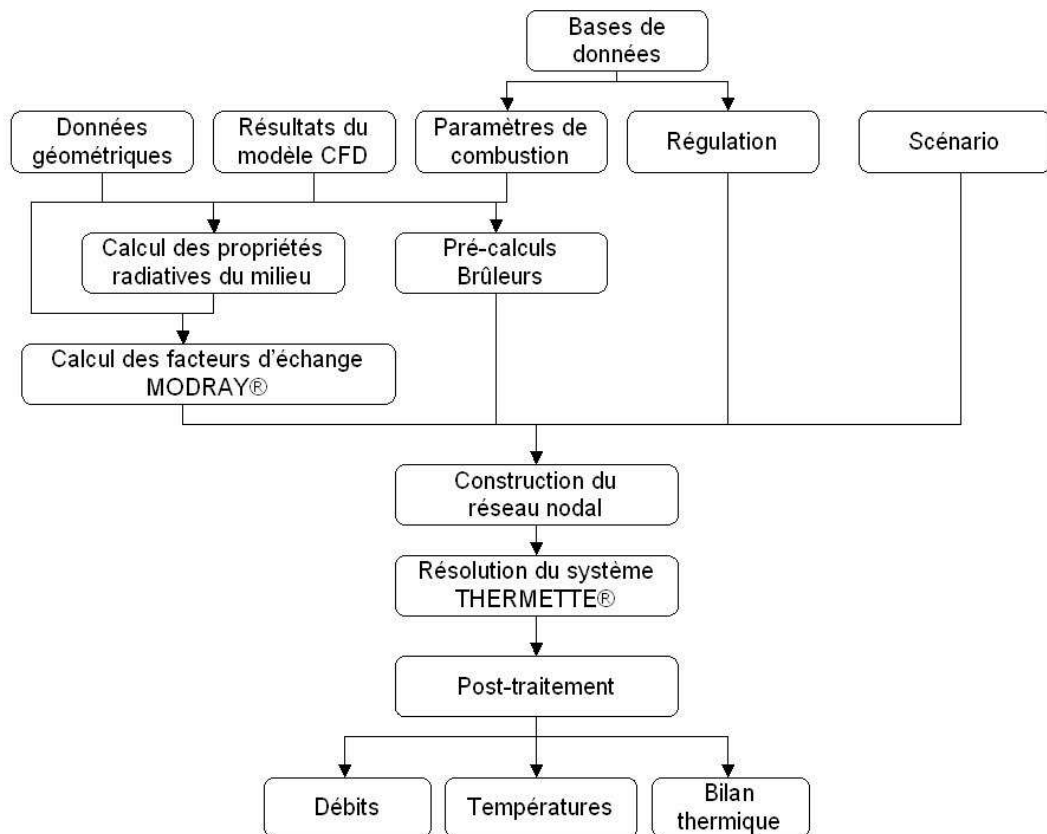


Figure 3.15 – Architecture globale du modèle nodale 3D instationnaire.

adaptées au type de résultats fournis par le modèle : d'une part, les mesures effectuées ont eu lieu en régime parfaitement établi. D'autre part, la charge thermique était immobile et non représentative (tubes refroidis par eau). Enfin la nature des données (mesures détaillées dans la flamme) ne correspond pas aux informations fournies par le modèle nodal.

Une campagne d'essais a ainsi été menée dans le cadre des présents travaux de thèse. La définition du dispositif expérimental a été orientée de manière à s'approcher du fonctionnement d'un four de réchauffage sidérurgique réel. Les principaux éléments des fours sont donc présents (enceinte, brûleurs, charge en acier). Les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme utilisés sont identiques à ceux de l'étude CFD, ce qui permet d'exploiter les résultats pour alimenter le modèle nodal.

Ces essais à l'échelle semi-industrielle sont présentés dans la section suivante, puis les mesures sont confrontées aux résultats du modèle nodal à la section 3.4.

3.3 Description des essais sur un four prototype

3.3.1 Objectifs

Une étude expérimentale a été menée sur un four d'essais à l'échelle semi-industrielle. Une paire de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme a été testée dans des conditions de fonctionnement proches d'un four de réchauffage sidérurgique. La description de ce type de fours est disponible au § 1.2. Les objectifs de cette campagne d'essais sont les suivants :

- premièrement de constituer une base de données expérimentales pour valider l'outil de modélisation nodal en régime instationnaire ;
- d'évaluer les performances des brûleurs à Oxydation sans Flamme dans des conditions proches d'un four industriel. Les principaux indicateurs sont le rendement, les émissions de NO_x et la qualité de chauffe.

Le dispositif expérimental est d'abord décrit en détail. Les paramètres d'influence sont ensuite dégagés pour proposer un plan d'expérience. La troisième partie indique les différents systèmes de régulation mis en œuvre. Enfin, les principaux résultats de la campagne d'essais sont analysés.

3.3.2 Description du four d'essais

Un four d'essais représentatif des fours de réchauffage sidérurgiques a été dimensionné, construit, puis mis en œuvre au Centre Technique de Stein-Heurtey, à Bar-le-Duc (55). Ce four à l'échelle semi-industrielle présente les caractéristiques suivantes :

- il est équipé d'une paire de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme du constructeur NFK de 200 kW, placés face à face, à 3 mètres de distance et en zone supérieure du four ;
- il est doté d'un système d'enfournement/défournement, permettant d'y introduire une brame d'acier de dimensions $1m \times 1m \times 0.22m$. Pour indication, une telle brame enfournée à température ambiante dans un four à 1300°C atteint une température de 1200°C en un peu plus de 2h30. Chaque élément du dispositif expérimental (brûleurs, enceinte, charge, instrumentation) est décrit successivement dans les paragraphes ci-après.

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

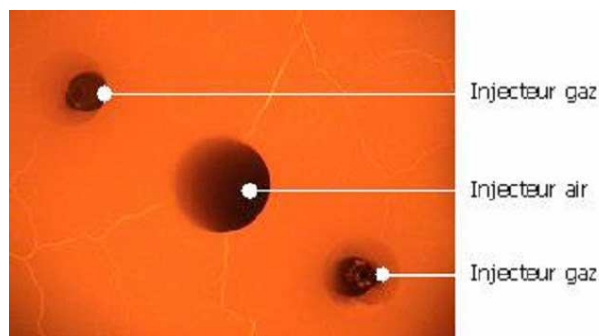


Figure 3.16 – Vue des injecteurs du brûleur NFK en fonctionnement.

Description des brûleurs

Comme indiqué au chapitre 2, le brûleur NFK HRS a été choisi comme support à l'étude. La tête du brûleur comporte un injecteur de comburant central, et de deux injecteurs de combustible disposés de part et d'autre de l'axe (cf. figure 3.16). Au point de fonctionnement nominal, les vitesses d'éjection de comburant et de combustible atteignent environ 80m/s.

Une paire de brûleurs de puissance unitaire 200 kW a été installée sur le four. La figure 3.17 permet de localiser les principaux organes de cet équipement.

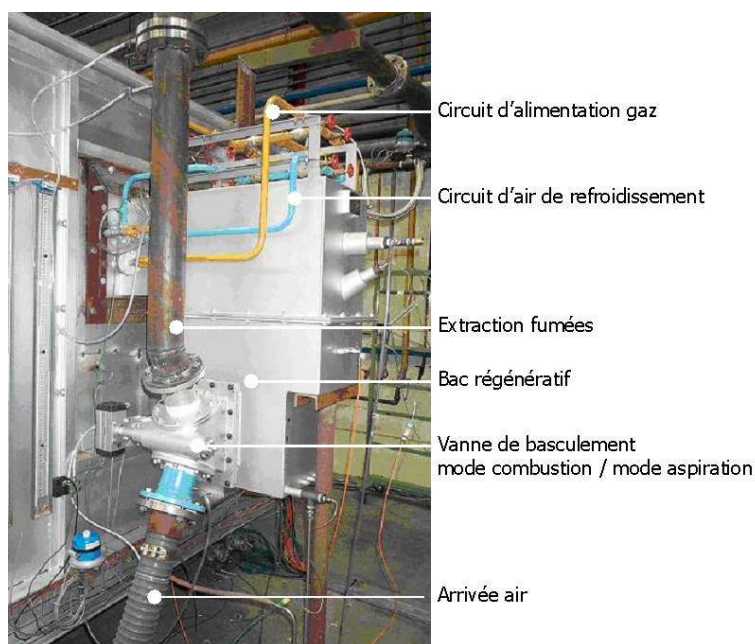


Figure 3.17 – Identification des différents organes du brûleur NFK.

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

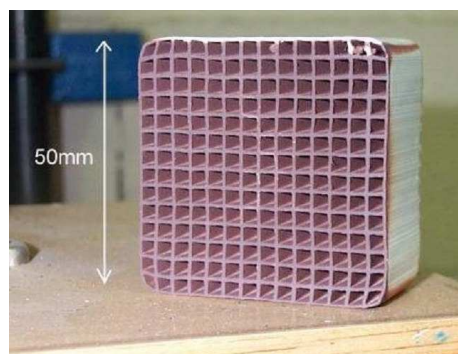


Figure 3.18 – Photographie d'un des modules en structure nid d'abeille constituant le bac régénératif.

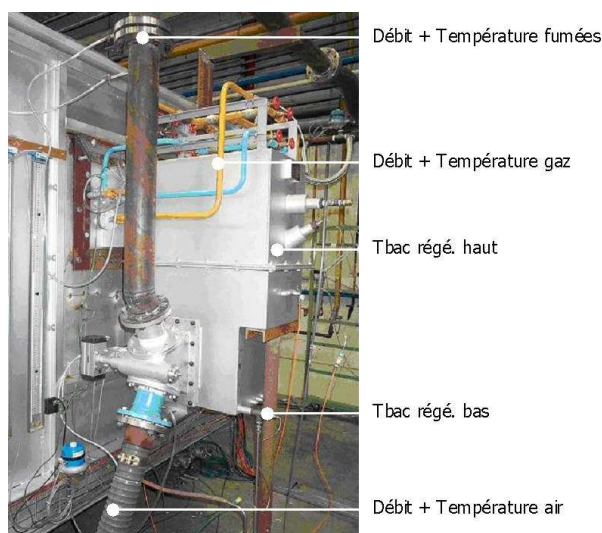


Figure 3.19 – Instrumentation des brûleurs.

Le temps de cycle des brûleurs régénératifs est de 30 secondes, c'est-à-dire que les brûleurs doivent inverser leur fonctionnement (injection comburant+combustible / aspiration des fumées) toutes les 30 secondes. Le bac régénératif permettant de transférer l'enthalpie des fumées sortant du four vers le comburant est un empilement de structures en nid d'abeille (cf. figure 3.18). Cette technologie offre un ratio surface d'échange sur volume très important, synonyme de meilleur rendement et de faible encombrement.

Les brûleurs sont instrumentés de manière à pouvoir réaliser le bilan thermique complet du système. La figure 3.19 montre l'ensemble des mesures prises sur chacun des brûleurs. Les débits et les températures de chacun des fluides sont mesurés, ainsi que la température du bac régénératif, côté froid et côté chaud. Les débits sont calculés à partir de mesures de pression en amont et en aval de diaphragmes. Les températures sont mesurées par des thermocouples de type K ou de type S selon la température du fluide.

Tableau 3.4 – Composition volumique du gaz naturel.

Composant	[%vol.]
CH_4	97.57
C_2H_6	0.955
C_3H_8	0.284
C_4H_{10}	0.094
C_5H_{12}	0.024
CO_2	0.179
N_2	0.896

La composition du gaz naturel utilisé pour alimenter les brûleurs est donnée dans le tableau 3.4.

Description de l'enceinte

Le four prototype a été spécialement dimensionné pour recevoir les brûleurs à Oxydation sans Flamme. L'originalité de four par rapport à la plupart des études expérimentales disponibles dans la littérature est qu'il peut recevoir une brame d'acier. Il est donc possible de quantifier les transferts thermiques ayant lieu entre le terme source (les produits de combustion), les parois du four et la brame. Les dimensions internes de la cellule ont été choisies à partir d'un calcul de similitude sur un autre four, équipé de quatre paires de brûleurs à Oxydation sans Flamme NFK (cf. figure 3.20). Les caractéristiques complètes de ce four peuvent être trouvées dans la référence [194].

Le premier critère de similitude est le critère de *Craya-Curtet* C_t , qui caractérise les

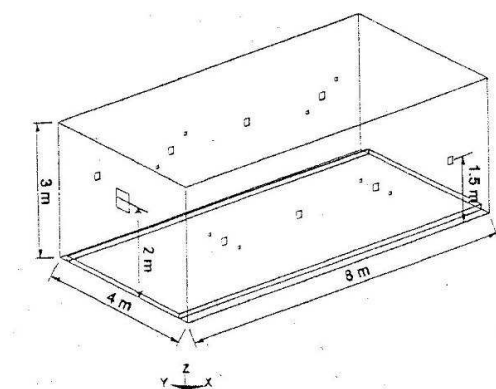


Figure 3.20 – Géométrie du four sur lequel ont été appliqués les critères de similitude [194].

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

recirculations induites par un jet dans une enceinte [139] :

$$C_t = \frac{G_f}{G_p} + \frac{G_{ox}}{2G_p} - 0.5 \quad (3.38)$$

- G_f désigne l'impulsion sur les jets de combustible (typiquement le gaz naturel),
- G_{ox} est l'impulsion sur le jet de comburant (typiquement l'air),
- G_p est l'impulsion des produits de combustion (fumées) loin du brûleur.

Le second critère est la *charge volumique* C :

$$C = \frac{P_{bruleur}}{V_{enceinte}} \quad (3.39)$$

- $P_{bruleur}$ est la puissance nominale du brûleur,
- $V_{enceinte}$ est le volume de l'enceinte de combustion.

Les dimensions internes du four permettant de conserver ces deux critères de similitude pour des brûleurs de 200 kW sont :

- Largeur = 1.6m
- Longueur = 3m
- Hauteur = 1.1m

La figure 3.21 (a) montre une vue d'ensemble du four. Les parois latérales et la voûte sont en matériau isolant fibreux, recouvert d'un enduit durcisseur (cf. figure 3.21 (b)). L'avantage de cet isolant est sa faible inertie thermique comparée à celle de la brique réfractaire, ce qui permet d'amener plus rapidement le four en régime stabilisé. Seule la sole est en briques réfractaires, pour des raisons d'accessibilité. Les caractéristiques thermophysiques des matériaux sont disponibles en annexe F.

Centrés sur la sole, quatre supports en béton réfractaire permettent de recevoir la brame. Le four est muni de deux sorties de fumées annexes, en zones supérieure et inférieure du four. La condamnation de l'une ou l'autre permet d'observer l'influence des écoulements des fumées sur les échanges thermiques. Afin de valider le modèle nodal, la connaissance de la température des parois est particulièrement importante. La température du four a donc été mesurée en 19 points distincts (cf. figure 3.22). Les thermocouples ont été positionnés à partir des résultats d'un calcul CFD simplifié, en identifiant les zones où l'on s'attend à trouver des gradients de température importants.

La mesure se fait par thermocouples de type S gainés de Platine \varnothing 1.5mm, introduits par l'extérieur du four, perpendiculairement aux parois, jusqu'à affleurer l'intérieur de l'enceinte (cf. figure 3.23). Les thermocouples sont coudés à 90° sur les 30 derniers millimètres, de manière à placer ce segment dans une isotherme pour s'affranchir de l'erreur commise lorsque qu'un thermocouple est placé le long d'un gradient thermique très im-

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE



Figure 3.21 – (a) Vue générale du four d'essais. (b) Vue intérieure du four.

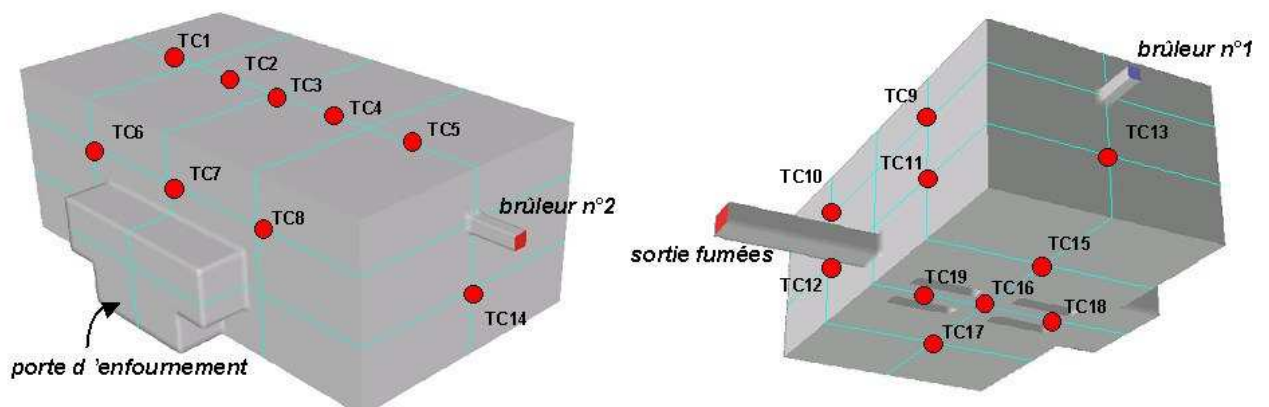


Figure 3.22 – Points de mesure de la température des parois.

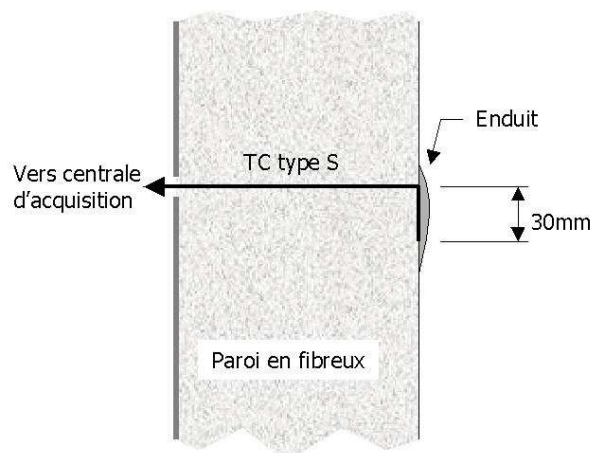


Figure 3.23 – Instrumentation en température des parois par méthode directe.

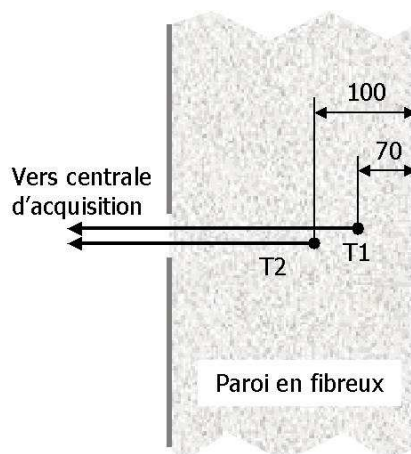


Figure 3.24 – Instrumentation en température des parois par méthode inverse.

portant [3]. Enfin, une couche d'enduit réfractaire est apposée sur la soudure chaude de manière à la protéger du rayonnement incident.

Afin de vérifier la qualité de la mesure, la température de paroi a également été mesurée par méthode inverse sur trois parois de l'enceinte (voûte, paroi côté cheminée et paroi brûleur). Cette méthode consiste à placer des thermocouples (type K) au sein de la paroi, à des profondeurs différentes (cf. figure 3.24). Dans notre cas, deux thermocouples T_1 et T_2 ont été placés respectivement à 70 et 100 mm sous la surface interne des parois. La température de surface est calculée en résolvant l'équation de conduction de la chaleur de manière directe entre T_1 et T_2 , puis de manière inverse entre T_1 et la surface. Parmi les différentes méthodes de calcul possibles, celle de Raynaud [137] a été retenue. Le détail de la procédure de calcul est disponible en annexe I.

La figure 3.25 montre un exemple de résultats de mesure par les deux méthodes.

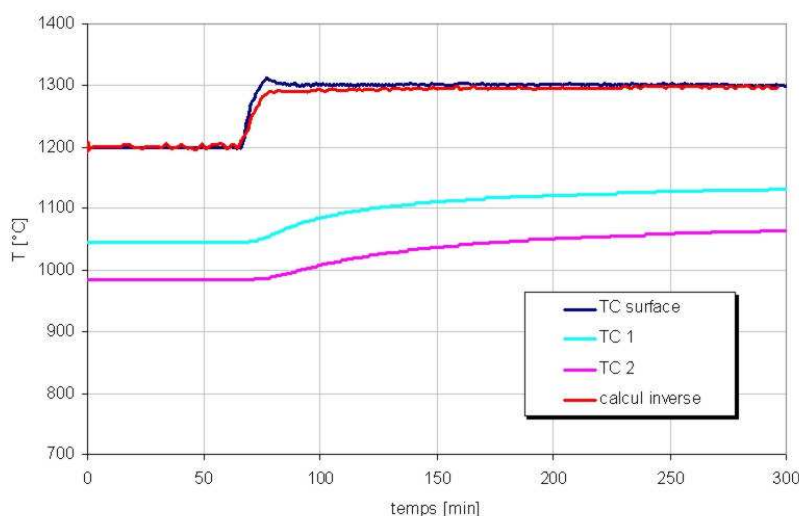


Figure 3.25 – Instrumentation en température des parois par méthode inverse.

Le four est stabilisé à 1200°C, puis un échelon de température est imposé pour atteindre 1300°C. Les mesures par méthode directe et inverse sont très proches, les seules différences notables étant observées pendant le régime transitoire. En effet, la mesure par méthode inverse ne peut pas reproduire les transitoires rapides, car le signal thermique est à la fois déphasé et amorti au sein du milieu. Cependant, la bonne concordance entre les résultats des deux méthodes confirme la validité de la mesure.

L'instrumentation du four d'essais comprend également :

- une analyse des produits de combustion : O_2 , CO_2 , CO , NO_x ;
- deux mesures de température d'ambiance en voûte par canne pyrométrique type S. L'une sert de consigne de régulation en température du four, et l'autre sert au déclenchement d'une alarme si la température du four sort des limites de fonctionnement ($800^\circ\text{C} < T < 1330^\circ\text{C}$) ;
- un pyromètre à aspiration miniature de type S pour la mesure de température dans la cheminée, avant les carnaux. Celui-ci a été remplacé au cours de la campagne par un thermocouple chemisé type K \varnothing 6mm, car le premier se bouche et ne convient pas pour les essais de longue durée ;
- des mesures de pression en zone haute et basse de l'enceinte.

Description de la brame d'acier

Dans les fours de réchauffage sidérurgique, des brames d'acier pouvant dépasser 10 mètres de long et 200 mm d'épaisseur sont portées à une température de l'ordre de 1250°C, afin de leur donner des caractéristiques rhéologiques permettant leur laminage. L'objectif

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE



Figure 3.26 – Photographie de la brame sur l'enfourneuse manuelle.

du laminage est de transformer ces brames en une tôle d'épaisseur voisine du millimètre. Pour cet essai à l'échelle semi-industrielle, une brame adaptée aux dimensions du four a été fournie par Arcelor. Ses dimensions sont :

- Largeur = 1m
- Longueur = 1m
- Epaisseur = 220mm

Il s'agit d'un acier doux au carbone, dont la composition se rapproche le plus de l'acier BISRA n°1 si l'on se réfère à la classification établie par la British Iron and Steel Research Association. Les caractéristiques thermophysiques de cet acier sont disponibles sous la forme de polynômes en fonction de la température en annexe G. Une enfourneuse manuelle munie d'un vérin hydraulique a été spécialement conçue pour manipuler cette brame de 1,73 tonnes (cf. figure 3.26).

La brame est instrumentée en température par des thermocouples de type K chemisés inconel \varnothing 3mm. Il sont introduits par des trous percés verticalement ou horizontalement selon la localisation du point de mesure. Les positions des 12 points de mesures choisis sont données sur la figure 3.27. Quand la brame est dans le four, les câbles des thermocouples rejoignent la centrale d'acquisition par un passage aménagé sur la porte d'enfournement. Il faut signaler qu'un premier choix de capteurs (thermocouples type K perlés) a donné des mesures incohérentes le premier jour d'essai. Les thermocouples TC1, TC2, TC3, TC4, TC7 et TC12 ont donc été remplacés par des thermocouples type K chemisés en inconel dès le deuxième jour, les autres points pouvant être obtenus par symétrie.

Systeme d'acquisition

Les signaux des capteurs ont été enregistrés par une centrale de mesure Fluke 2286. Deux fréquences d'acquisition différentes ont été utilisées. En effet, le four d'essais opère

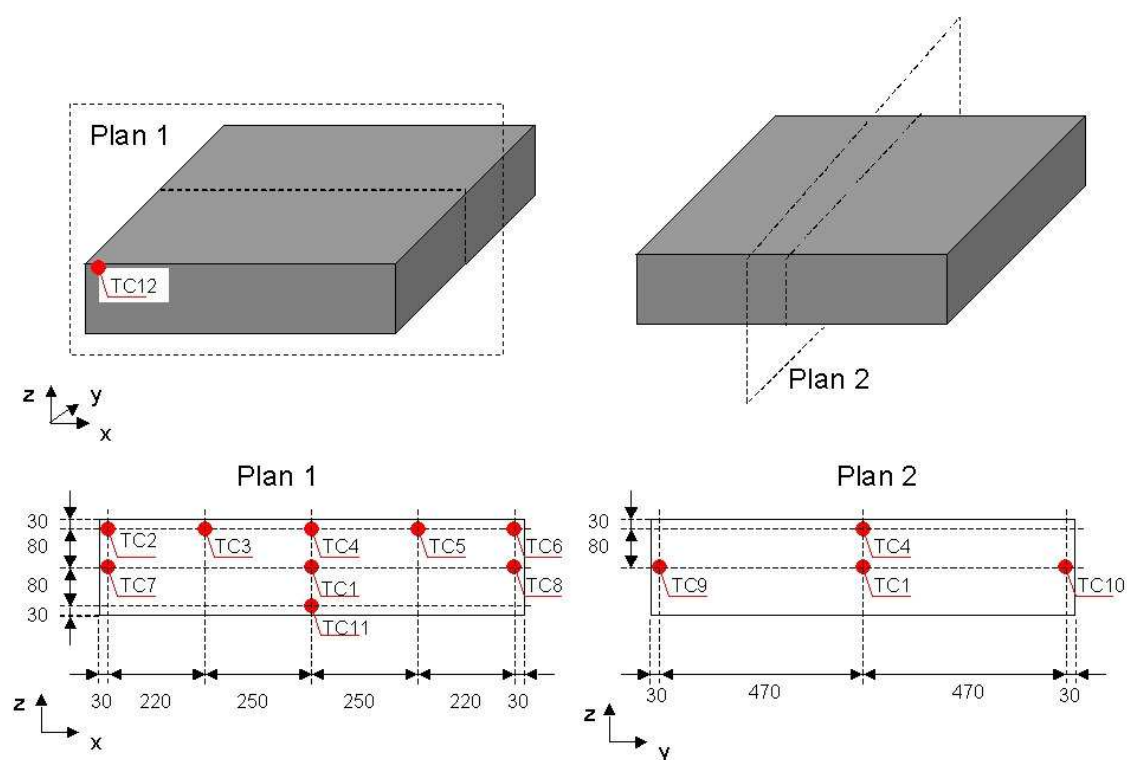


Figure 3.27 – Position des thermocouples dans la brame.

selon deux régimes transitoires distincts : d’une part un transitoire rapide pour le fonctionnement des brûleurs régénératifs alternant toutes les 30 secondes, et d’autre part un transitoire lent pour ce qui concerne l’évolution des températures de l’enceinte et de la brame. Tous les capteurs sont pris en acquisition lente, soit 45 secondes, et visibles en temps réel sur PC. Les variables rapides (débits et température fluides, espèces chimiques, etc.) sont également prises en acquisition rapide, soit 5 secondes, mais ne sont exploitables qu’à la fin des journées d’essais. La figure 3.28 résume l’instrumentation mise en place sur le four d’essais.

Mode opératoire

Le mode opératoire est le suivant :

- le four est amené en régime stationnaire à sa température de consigne. La stabilité du four est évaluée par rapport à des thermocouples situés au cœur des parois. Comme la puissance nominale des brûleurs est supérieure aux pertes par les parois, la demande calorifique est régulée, en mode impulsif (cf. § 3.3.4).
- La brame est introduite dans le four (cf. figure 3.29 (a)), et les brûleurs fonctionnent alors à 100% de puissance. La température du four chute de plusieurs centaines de degrés avant de remonter progressivement. La figure 3.29 (b) montre la brame à

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

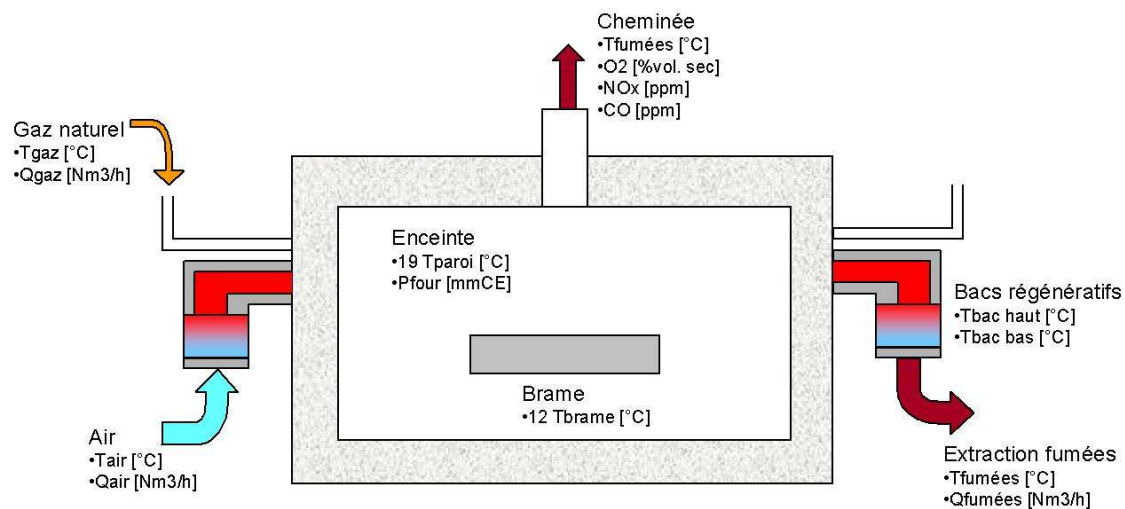


Figure 3.28 – Vue globale de l'instrumentation du four prototype.

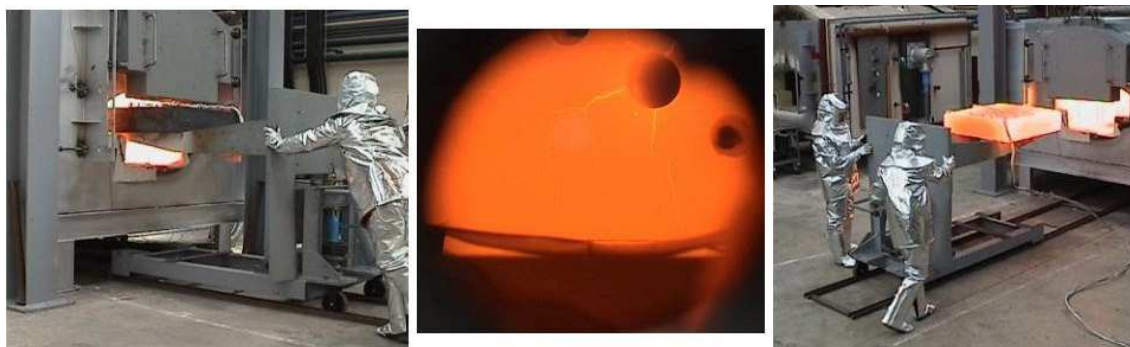


Figure 3.29 – (a) Enfournement de la brique. (b) Réchauffage de la brique par les brûleurs. (c) Défournement de la brique.

l'intérieur du four, chauffée par les brûleurs en zone supérieure.

- Lorsque la brique atteint la température désirée, le défournement est effectué (cf. figure 3.29 (c)).

Le rythme des essais est de un par jour, car il faut une vingtaine d'heures pour que la brique retrouve une température proche de l'ambiance après avoir été défournée à 1200°C. Le premier essai a été doublé le deuxième jour, et triplé à la fin de la campagne afin de vérifier la reproductibilité des mesures.

Tableau 3.5 – Description des paramètres d’influence.

	Essai de référence	Plage de variation	Four réel
Puissance brûleur	200kW	120 à 200kW	> 1MW
Température four avant enfournement	1300°C	1100 à 1300°C	1300°C
Taux d’aspiration des fumées	80%	50 à 80%	80%
Temps de cycle	30 sec	30 à 60 sec	30 sec
Facteur d’air	1.1	1.1 à 1.5	1.1
Température initiale de la brame	T ambiante	T ambiante à 600°C	T ambiante à > 700°C
Durée de l’essai	130 min	130 à 260 min	≈ 150 min

3.3.3 Plan d’expérience

Afin d’étudier les principaux paramètres influençant le système, un point de référence a été défini. Les autres points de fonctionnement ont été choisis en faisant varier un à un les paramètres autour de leur valeur de référence. Le tableau 3.5 donne les caractéristiques du point de référence, et la plage de variation des paramètres étudiés. Sont présentées à titre indicatif les valeurs communément rencontrées sur des fours réels.

Ces différents points de fonctionnement permettront d’élargir le domaine de validité des modèles, mais aussi d’observer l’impact des paramètres sur la production de polluants atmosphériques (CO_2 , NO_x).

3.3.4 Contrôle/Commande

Régulation de la demande calorifique

Même si les brûleurs fonctionnent à pleine puissance lors de la chauffe de la brame, il est nécessaire d’y adjoindre un système de régulation, par exemple lors du maintien en température du four avant l’enfournement. Une régulation a donc été programmée sur automate, afin d’ajuster la puissance fournie par les brûleurs à la demande calorifique du four. Cette régulation est basée sur le principe « tout ou rien », ou mode impulsif. Les brûleurs fonctionnent toujours à leur puissance nominale, mais seulement une fraction du temps. Par exemple, si la demande calorifique est de 33% et le temps de cycle de 30 secondes, le brûleur en mode combustion sera allumé 10 secondes, pendant que le deuxième est en mode aspiration des fumées. Les deux brûleurs seront ensuite éteints pendant les 20

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

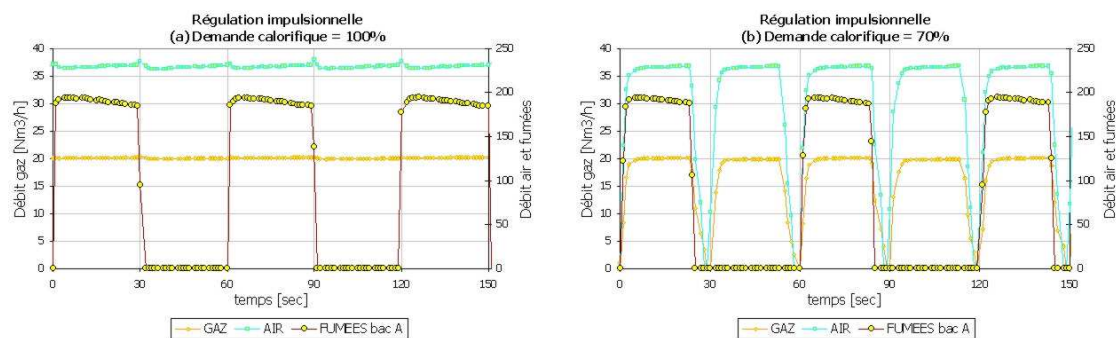


Figure 3.30 – Evolution des débits des fluides en mode de régulation impulsionnel.

dernières secondes du cycle. La figure 3.30 illustre ce procédé en montrant l'évolution des débits des fluides à puissance nominale et à 70% de la puissance nominale. Ce mode de régulation, à l'inverse du pilotage en mode proportionnel, permet de maintenir la même structure des écoulements dans l'enceinte. Il présente les avantages suivants :

- Le profil de libération de la chaleur dans l'axe des brûleurs est toujours identique, ce qui permet de conserver une bonne homogénéité thermique du produit. A contrario, le mode proportionnel peut induire des points plus froids au centre du four. Le temps de séjour doit alors être allongé afin de combler ce défaut thermique, détériorant le rendement global du four.
- L'excès d'air est plus facilement réglable en mode impulsionnel, on peut donc se rapprocher de la stœchiométrie, ce qui réduit les émissions de NO_x , la formation de

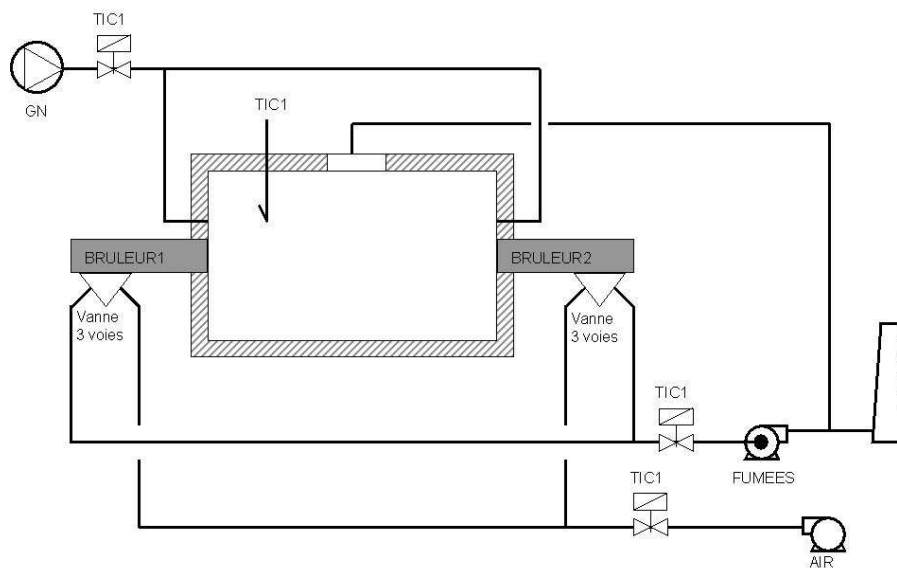


Figure 3.31 – Schéma fluide de la régulation des brûleurs.

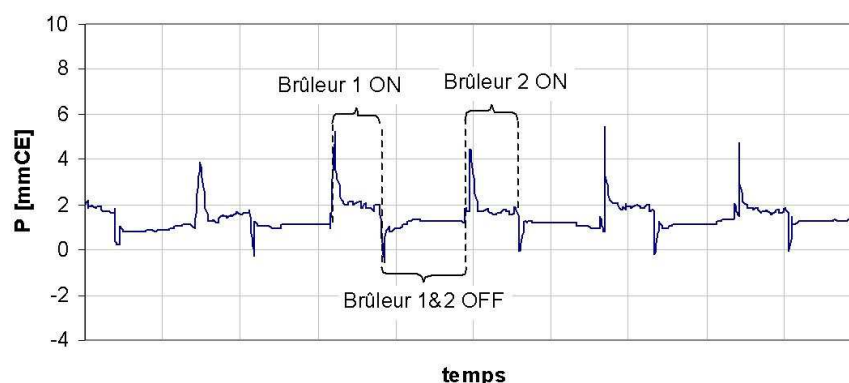


Figure 3.32 – Evolution de la pression four.

calamine sur la brame (phénomène d'oxydation surfacique de l'acier par l'oxygène contenu dans les fumées) et améliore le rendement de combustion.

La figure 3.31 montre le schéma fluide correspondant à ce mode de régulation. Le temps de marche des brûleurs est ajusté en fonction de l'écart entre la consigne et la mesure de température TIC1. Un seul réglage du PID a été effectué pour la campagne (autoréglage : $P=110$, $I=83$, $D=21$). Si la demande calorifique est supérieure à 90%, les brûleurs fonctionnent en permanence ; en dessous de 10%, les brûleurs sont à l'arrêt. Trois vannes de sectionnement sur le gaz, l'air et les fumées extraites des bacs régénératifs permettent de contrôler le débit des fluides. La vanne de sectionnement sur les fumées n'est pas indispensable pour la régulation, mais son utilité est expliquée ci-après.

Régulation de la pression four

Pour maintenir le four en pression lorsque les deux brûleurs sont simultanément éteints sous l'effet de la régulation, une vanne de sectionnement est intercalée entre les brûleurs et l'extracteur des fumées. La figure 3.32 démontre que la pression du four est pratiquement toujours positive et de l'ordre de quelques millimètres de colonne d'eau, même lorsque la sortie du régulateur est nulle (brûleurs éteints).

Régulation de la température de sortie des fumées

En conditions industrielles, la température à la sortie des bacs régénératifs ne doit pas être trop basse pour éviter la condensation des fumées. Le contrôle de cette température peut être obtenu en ajustant le taux d'aspiration des fumées. Si le taux augmente, la température en sortie des bacs augmente également. La figure 3.33 montre les modifications apportées sur le circuit fluide pour mettre en œuvre cette régulation : deux thermo-

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

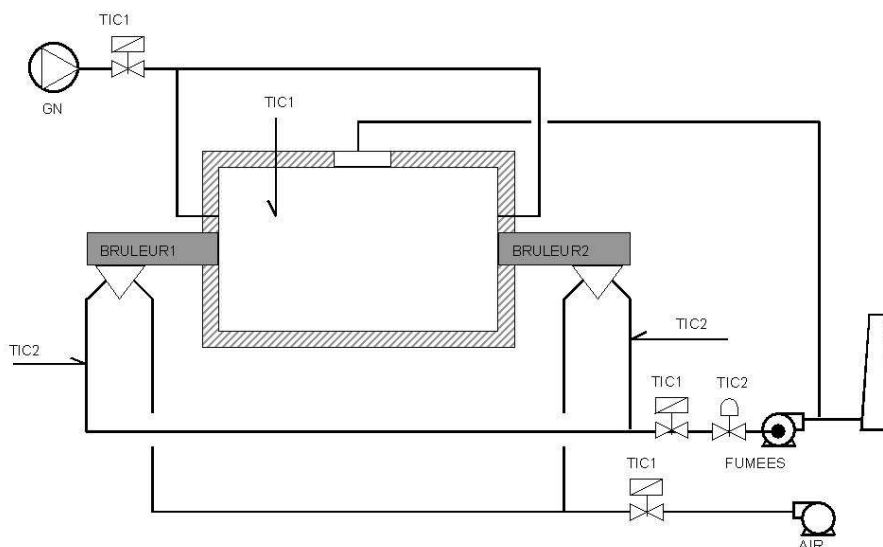


Figure 3.33 – Schéma fluide incluant la régulation en température des fumées.

couple TIC2 mesure la température des fumées, et une vanne supplémentaire permet d'ajuster le débit d'extraction en fonction de cette température à l'aide d'un régulateur PID.

La faisabilité de la régulation est démontrée par la figure 3.34. Les paramètres du PID sont choisis pour offrir le meilleur compromis entre temps de réponse et stabilité de l'organe de régulation ($P=100$, $i=200$, bande morte 3°C).

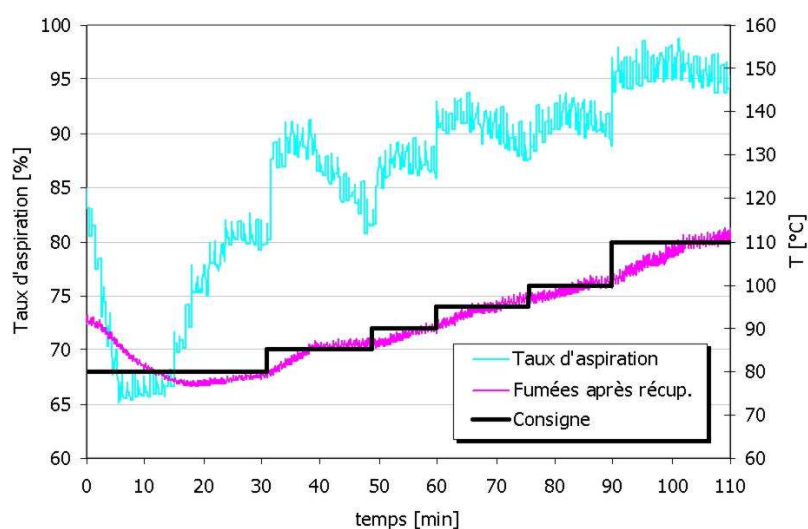


Figure 3.34 – Régulation en température des fumées issues des bacs régénératifs.

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

On remarque que la température des fumées est toujours très basse, elle ne dépasse pas 110°C même pour le taux d'extraction maximal. Il n'y a cependant pas de condensation, car la température de rosée des fumées issues de la combustion au gaz naturel est d'environ 55°C. Au cours des essais, cette boucle de régulation n'était pas en service, afin de conserver un taux d'aspiration constant et faciliter l'analyse des résultats.

3.3.5 Résultats de la campagne d'essais

Observations générales

La campagne d'essais s'est déroulée durant le mois de juin 2002. D'une manière générale, le fonctionnement des brûleurs n'a pas posé de problème. La régulation impulsionnelle de la température du four a été correctement assurée, même de nuit. Il faut noter qu'il est difficile de maintenir le débit d'air (donc le facteur d'air) rigoureusement constant lors d'un essai en régime transitoire. En effet, le débit dépend principalement de la perte de charge à travers le bac régénératif, et celle-ci varie avec la température. Ainsi, l'excès d'air peut passer de 15% à 10% entre le début et la fin de l'essai, le taux d'aspiration des fumées restant quant à lui constant. Le débit de gaz a dû être réajusté en cours d'essais, en raison certainement d'un encrassement d'une canne. En effet, des particules métalliques ont été retrouvées en sortie d'injecteur gaz. L'examen du four en fin de campagne indique que les capteurs de paroi se sont écartés légèrement de la surface des parois. Cependant, la comparaison avec la méthode inverse ainsi que les essais de reproductibilité montrent que la mesure n'est pas remise en cause.

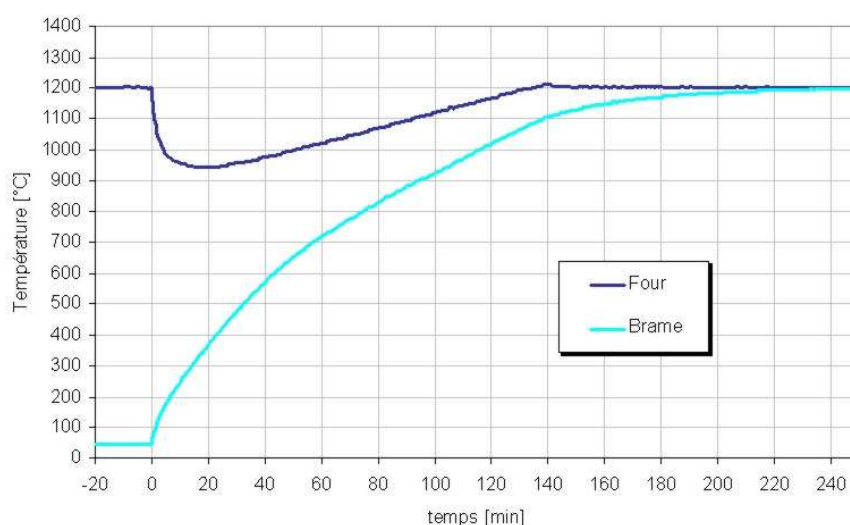


Figure 3.35 – Courbes de températures obtenues lors de l'essai longue durée.

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

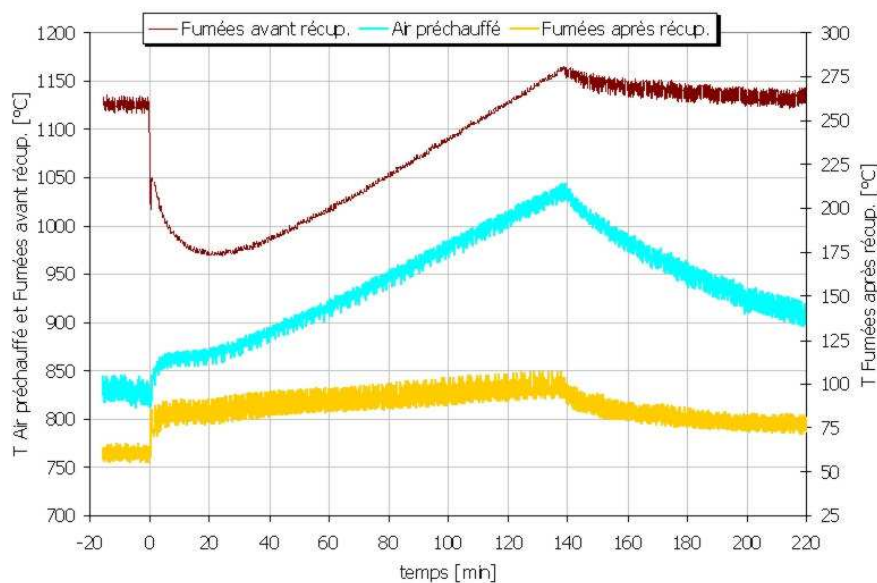


Figure 3.36 – Courbes de températures obtenues lors de l’essai longue durée.

Description de l’évolution thermique du four

La figure 3.35 montre les courbes de température mesurées en paroi du four et dans la brame, lors de l’essai longue durée. Dans cet exemple, le four est stabilisé à 1200°C. Juste après l’enfournement, la brame froide fait chuter la température du four de presque 300°C (l’ouverture de la porte a une influence négligeable), avant que celle-ci ne remonte progressivement pour atteindre la température de consigne. La demande calorifique est de 100% jusqu’au moment où la consigne est atteinte. A puissance nominale (200kW), le temps de chauffe de la brame pour atteindre 1100°C est d’environ 140 minutes. Pour la majorité des essais, le temps de séjour de la brame dans le four était plus court (de l’ordre de 130 minutes), afin de limiter les pertes par calamine. La figure 3.36 donne l’évolution des températures des fluides au cours du même essai. On observe que la température des fumées en sortie des bacs est toujours inférieure à 100°C et que la température de préchauffage de l’air est très proche de celle des fumées, ce qui indique que le rendement est très bon. Malgré la température très basse des fumées, aucun phénomène de condensation n’a été observé dans les bacs régénératifs, excepté lors de l’allumage du four. Des purges permanentes ont cependant été installées le long de la tuyauterie d’évacuation. A titre d’exemple, 1 l/h d’eau était recueilli à la fin de l’essai de référence.

Enfin, la figure 3.37 montre le bilan thermique instantané pour cet essai. Les détails du calcul sont en annexe H. On observe que les parois sont à l’actif du bilan juste après l’enfournement de la brame. En effet, elles déstockent leur énergie vers la brame. Après environ 40 minutes de chauffe, les parois redeviennent un puits thermique et seul le combustible apporte de l’énergie dans le système. Cette énergie se divise en apport vers l’acier et en pertes vers les parois et les fumées. Lorsque la température du four atteint de nouveau la

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

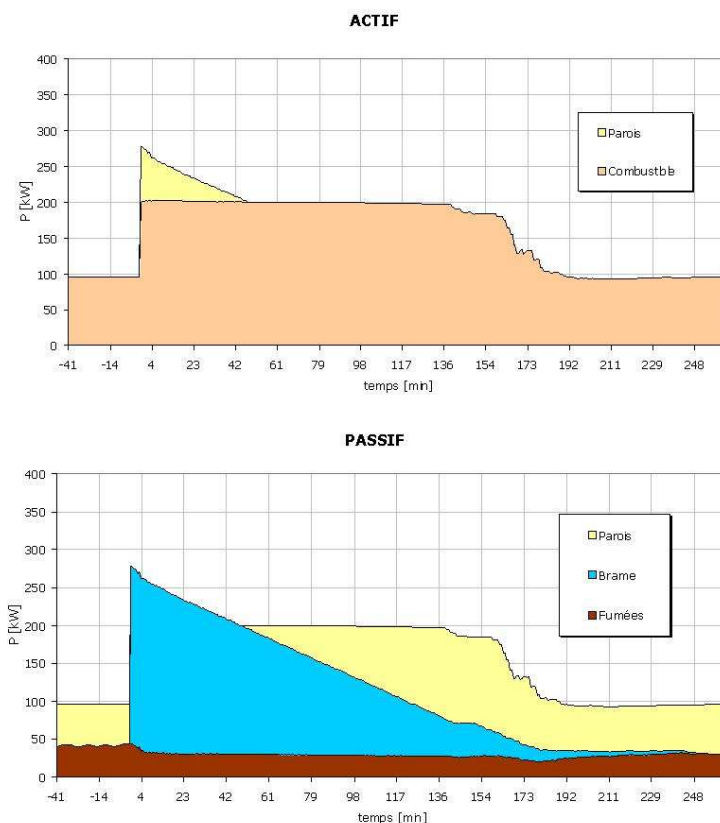


Figure 3.37 – Bilan thermique instantané au cours de l'essai longue durée.

consigne, le débit de gaz commence à être régulé. A la fin de l'essai, la brame n'absorbe plus d'énergie et les conditions thermiques redeviennent identiques à celles avant l'enfournement. Hormis le fait que le flux vers les parois n'est pas constant, ce bilan représente assez bien le comportement d'un four de réchauffage réel.

Rendements

Trois définitions de rendements sont communément utilisées pour analyser les performances des fours : Le *rendement « acier »* ou *rendement utile* : il s'agit du rapport entre la puissance transmise à la brame et la puissance fournie par le gaz. Ce rendement traduit l'efficacité globale du four. Cependant il ne sera pas utilisé par la suite, car il dépend fortement des pertes aux parois. Or il a été vu précédemment que ces pertes ne sont pas représentatives d'un four réel. On préférera utiliser le rendement de combustion sur PCI : il est défini comme le rapport entre la puissance restant dans le système (brame+parois) et la puissance fournie par le brûleur. Il est calculé par :

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{P_f - P_p}{P_f} \times 100 \quad (3.40)$$

- P_f est la puissance apportée par le gaz naturel,
- P_p est la puissance évacuée par les produits de combustion.

Ce rendement reflète le degré de récupération de l'énergie contenue dans les fumées. Les rejets de CO_2 seront d'autant plus faibles que ce rendement est élevé.

Enfin, le rendement du bac régénératif traduit la qualité de l'échange entre les fumées et l'air de combustion. Ce rendement est maximal si toute l'énergie cédée par les fumées est transmise à l'air. Il est calculé par :

$$\eta_{\text{rege}} = \frac{\dot{m}_{\text{ox}} \int_{T_{\text{ox}_1}}^{T_{\text{ox}_2}} C_{p_{\text{ox}}} dT}{\dot{m}_{\text{rege}} \int_{T_{p_1}}^{T_{p_2}} C_{p_p} dT} \quad (3.41)$$

- \dot{m}_{ox} et \dot{m}_{rege} désignent les débit d'air et de fumées passant par les bacs régénératifs [kg/s],
- $C_{p_{\text{ox}}}$ et C_{p_p} sont les chaleurs massiques de l'air et des fumées [kJ/kg.K],
- T_{ox_1} et T_{ox_2} sont les températures d'air en bas et en haut du bac [K],
- T_{p_1} et T_{p_2} sont les températures des fumées en bas du bac et dans la cheminée [K].

Influence du taux d'aspiration

Le principal avantage des brûleurs régénératifs est de pouvoir récupérer une grande partie de l'énergie non cédée par les fumées dans le four. La figure 3.38 (a) montre que lorsque 80% des fumées passent à travers les bacs régénératifs, le rendement de combustion avoisine 87% et reste constant tout au long de la chauffe. En extrapolant à un four réel,

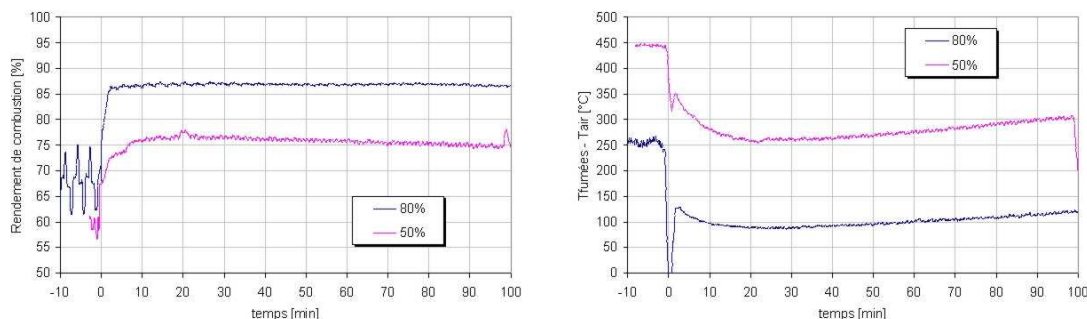


Figure 3.38 – Influence du taux d'aspiration sur (a) le rendement de combustion du four et (b) sur la différence de température entre l'air préchauffé et les fumées.

cela signifie que même s'il est difficile d'épuiser l'énergie des fumées dans l'enceinte (par exemple si les brames sont enfournées chaudes), pratiquement toute l'énergie apportée par le gaz reste dans le système (parois+brame). L'air de combustion est préchauffé à très haute température, à seulement 100°C en dessous de la température des fumées (cf. figure 3.38 (b)). En toute logique, le rendement de combustion diminue si l'on aspire moins de fumées, et l'écart de température entre l'air et les fumées augmente. Comme le montre la figure 3.38 (a), passer d'un taux d'aspiration de 80% à un taux de 50% fait perdre environ 10 points sur le rendement de combustion.

Influence de la demande calorifique

Les performances des brûleurs régénératifs s'altèrent s'ils ne sont pas utilisés à leur puissance nominale. En effet, si la demande calorifique est faible, les bacs régénératifs ne reçoivent pas de fluide durant une fraction du cycle, laps de temps pendant lequel la matrice en nids d'abeille refroidit. Ceci a pour effet de récupérer plus d'enthalpie sur les fumées (l'efficacité de l'échangeur paraît donc supérieure). Cependant cette énergie supplémentaire n'est pas transmise au comburant, le rendement de l'échangeur est donc inférieur.

La figure 3.39 illustre ce comportement. Avant l'enfournement de la brame (temps < 0), la demande calorifique oscille autour de 30% pour compenser les pertes aux parois. Le rendement du bac est alors de 80%, contre pratiquement 100% lorsque les brûleurs fonctionnent à puissance nominale. L'impact est également visible sur le rendement de combustion (cf. figure 3.38 (a)) : avant l'enfournement, il oscille autour de 67%, contre 87% à pleine puissance. Ces observations démontrent la nécessité d'optimiser le dimensionnement des fours de réchauffage équipés de brûleurs régénératifs, afin de fonctionner le maximum de temps à des puissances proches du nominal.

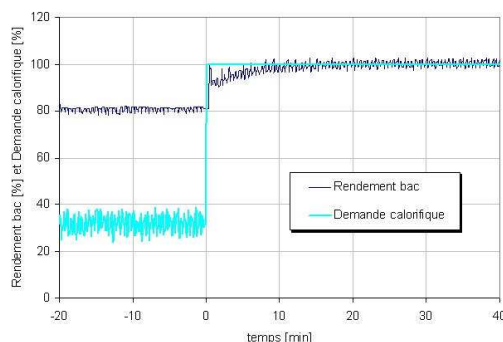


Figure 3.39 – Influence de la demande calorifique sur le rendement des bacs régénératifs.

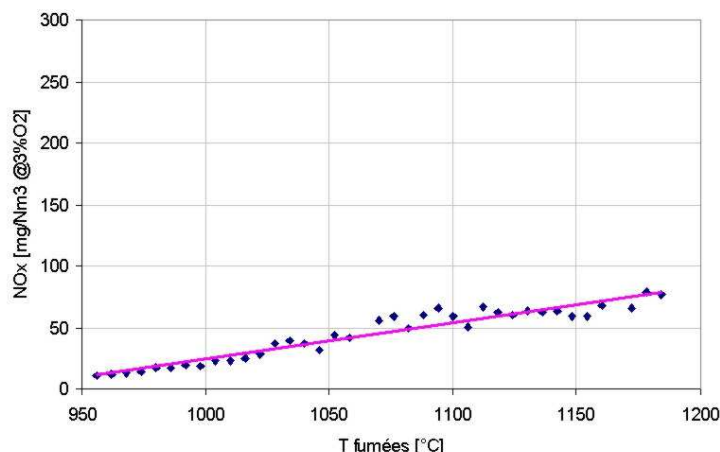


Figure 3.40 – Influence de la température des fumées sur les émissions de NO_x (facteur d'air = 1.1).

Emissions de NO_x

Le deuxième attrait du mode Oxydation sans Flamme est que les émissions de NO_x sont peu sensibles à la température de préchauffage de l'air. Les deux paramètres principaux influençant les émissions sont donc la température du procédé et le facteur d'air, comme illustré ci-après.

Influence de la température du four. La figure 3.40 regroupe l'ensemble des mesures de NO_x prises durant la campagne d'essais, lorsque le facteur d'air était égal à 1,1 et pour des températures de fumées comprises entre 950 et 1200°C. L'augmentation des NO_x avec la température du four est linéaire, avec une faible pente. En effet, les émissions sont très limitées même à haute température. Dans les conditions de l'essai, elles ne dépassent jamais $100 \text{ mg}/\text{Nm}^3 @ 3\%O_2$. Ces valeurs sont du même ordre de grandeur que celles obtenues sur un brûleur fonctionnant avec de l'air froid, ce qui démontre la qualité du mode Oxydation sans Flamme.

Influence du facteur d'air. Les mesures de NO_x sur une large gamme d'excès d'air et pour une température de fumées constante égale à 1160°C sont données figure 3.41. L'évolution des émissions avec le facteur d'air passe théoriquement par un maximum avant de décroître, la dilution par l'air ayant pour effet de diminuer la température adiabatique de flamme. Ce maximum n'est pas visible sur nos mesures, car il doit être atteint pour un facteur d'air supérieur à 1,5. Les émissions de NO_x sont très sensibles au facteur d'air. En effet, elles dépassent $200 \text{ mg}/\text{Nm}^3 @ 3\%O_2$ pour des excès d'air supérieurs à 25%. Ceci démontre la nécessité de bien contrôler le facteur d'air afin de se rapprocher le plus

3.3. DESCRIPTION DES ESSAIS SUR UN FOUR PROTOTYPE

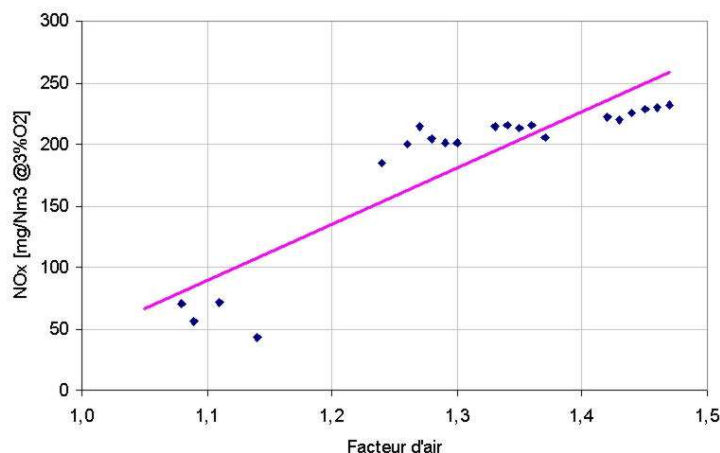


Figure 3.41 – Influence du facteur d'air sur les émissions de NO_x ($T_{\text{fumées}}=1160^{\circ}\text{C}$).

possible de la stœchiométrie. Le mode de régulation impulsionnel est à ce titre le meilleur moyen de piloter un four équipé de ces brûleurs.

Influence des entrées d'air parasites. Dans un four de réchauffage, des entrées d'air indésirables peuvent survenir lors par exemple des opérations d'enfournement/défournement des brames. Ce cas a été simulé lors de la campagne d'essais, en introduisant de l'air dans le four grâce à un ventilateur. L'influence de cet apport parasite sur les NO_x est visible sur la figure 3.42. Le déroulement de l'essai est le suivant :

1. Le facteur d'air est stabilisé à 1,3.
2. Le débit d'air aux brûleurs est ajusté pour réduire le facteur d'air à 1,1.
3. Un débit d'air parasite de $40 \text{ Nm}^3/\text{h}$ est ajouté dans le four. Le facteur d'air global

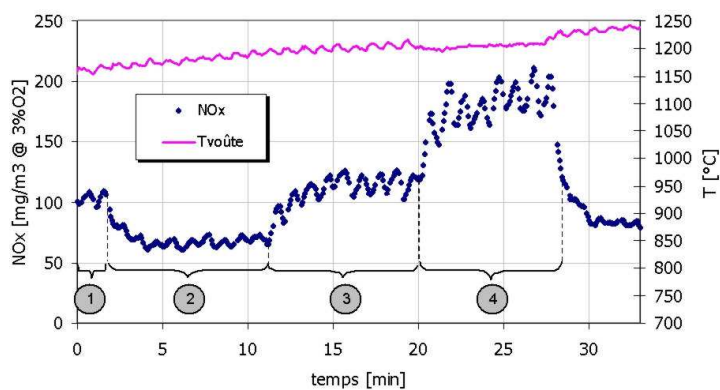


Figure 3.42 – Influence du facteur d'air sur les émissions de NO_x ($T_{\text{fumées}}=1160^{\circ}\text{C}$).

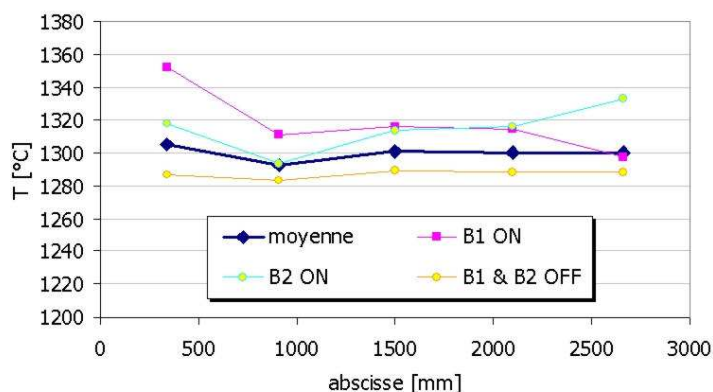


Figure 3.43 – Profils de température dans l’axe de la voûte (consigne de température du four = 1300°C).

est alors égal à 1,3.

4. Le débit parasite est augmenté jusqu’à $80 \text{ Nm}^3/h$, le facteur d’air global atteint 1,5.

On remarque que les émissions de NO_x sont du même niveau durant les étapes (1) et (3). Elles seraient encore plus proches si la température du four était identique dans les deux cas. Cette observation permet de penser que la production de NO_x n’a pas lieu au sein de la flamme, mais plutôt dans le four par le mécanisme de NO-Thermique.

Qualité de chauffage du produit

Pour obtenir une tôle de qualité après le laminage à chaud, les brames doivent être le plus homogène possible en température à la sortie du four. Les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme présentent des caractéristiques allant dans ce sens. Plusieurs facteurs contribuent à l’homogénéisation thermique dans l’axe longitudinal de la brame :

- les jets à haute impulsion améliorent la circulation des fumées dans le four,
- le volume de la zone de combustion est plus grand et plus uniformément réparti,
- la régulation impulsionnelle permet de conserver le profil de libération de chaleur,
- le basculement des brûleurs régénératifs toutes les 30 secondes permet de mieux répartir la chaleur dans le four.

La figure 3.43 confirme ces propos. En effet, même si le profil de température dans l’axe de la voûte est asymétrique lorsque l’un des deux brûleurs fonctionne, il est en moyenne quasiment plat.

3.3.6 Conclusions

Les brûleurs régénératif à Oxydation sans Flamme NFK HRS ont été mis en œuvre en conditions semi-industrielles. Les mesures recueillies permettent de valider l'outil de simulation en régime instationnaire. Outre la génération d'une base de données expérimentales, cette campagne d'essais a permis d'évaluer le comportement général des brûleurs :

- Les niveaux d'émission de NOx sont très faibles (toujours inférieurs à 250 mg/Nm^3 @ $3\%O_2$ lors de ces essais).
- Le rendement de combustion est supérieur à 85% dans les conditions de fonctionnement de référence, et les fumées sortent des bacs régénératifs à une température inférieure à 100°C , quel que soit le niveau de température de la brame dans le four.
- Lorsque la demande calorifique est faible, le rendement des bacs régénératifs se détériore.
- Les brûleurs permettent d'obtenir une très bonne homogénéité thermique dans la longueur du four.

La confrontation et l'interprétation des données recueillies avec les résultats du modèle nodal sont détaillés ci-après.

3.4 Validation expérimentale du modèle nodal

3.4.1 Mise en œuvre du modèle du four prototype

Le four d'essai semi-industriel a été modélisé en adoptant la méthodologie décrite à la section 3.2. Cette méthodologie offre plusieurs degrés de liberté (discrétisation, hypothèses, etc.). Les choix effectués pour chaque élément du réseau sont successivement décrits dans les paragraphes suivants.

Parois de l'enceinte

Concernant les fours de réchauffage sidérurgiques de grande taille, les pertes par les parois ne représentent que quelques pour cents dans le bilan thermique global (typiquement 3 à 4%). Ceci n'est pas vrai dans le cas du four prototype : en régime établi, les pertes atteignent environ 40kW (ce chiffre varie bien sûr avec la température de l'enceinte), à comparer à la puissance nominale des brûleurs de 200kW. Il est donc nécessaire d'identifier précisément la structure des parois pour prédire ce poste important du bilan thermique.

Comme énoncé dans le paragraphe 3.2.2, les parois sont modélisées par des « branches »

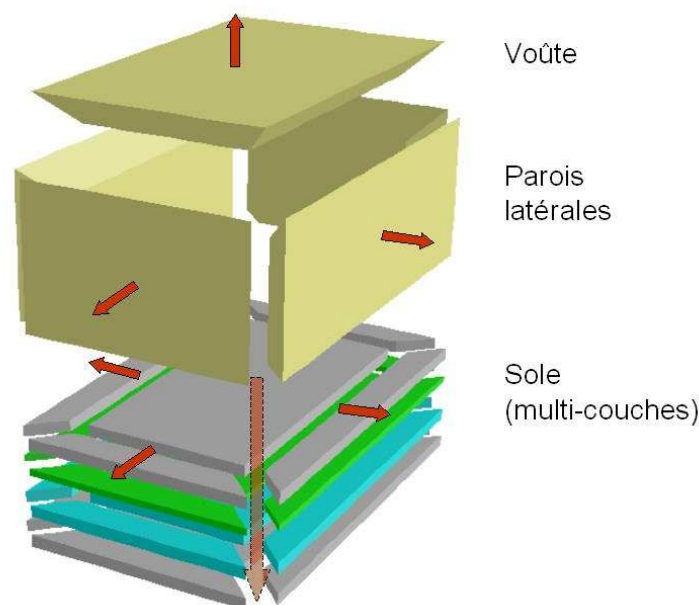


Figure 3.44 – Visualisation des branches 1D représentant les parois du four prototype.

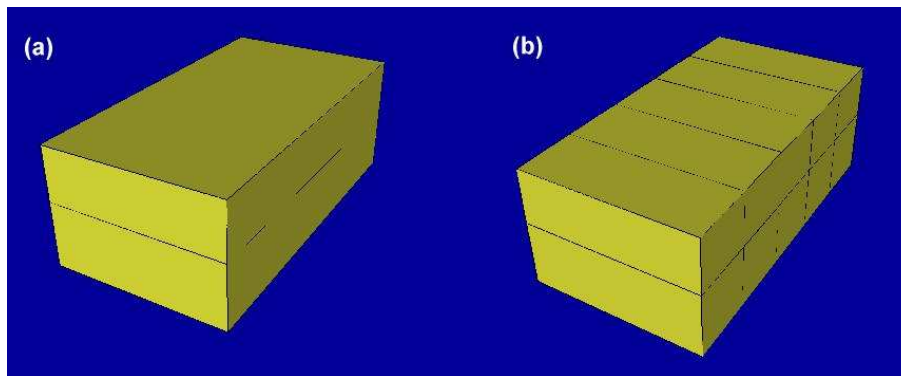


Figure 3.45 – Discretisation de l'enceinte : (a) discretisation minimale. (b) discretisation fine dans l'axe du four.

dans lesquelles la direction du flux de chaleur est unidirectionnelle. Ces branches sont discrétisées et l'équation de la chaleur résolue par une méthode numérique. Le découpage du four prototype en branches a été défini en analysant les directions préférentielles du flux de chaleur. Celles-ci ont été identifiées grâce à un outil de calcul de conduction sur des géométries 3D, en l'occurrence le logiciel CFD Fluent[®] (cf. figure 3.47). Cette méthodologie a permis d'aboutir au réseau de branches illustré sur la figure 3.44. Notamment, chaque épaisseur de briques constituant la sole est modélisée par une branche « verticale » et des branches « horizontales », ce qui permet d'obtenir un champ de température réaliste. Les branches horizontales permettent de prendre en compte le pont thermique existant au niveau de la couche de brique supérieure (le type de réfractaire utilisé résiste à très haute température, mais sa conductivité est élevée).

Afin de capter les hétérogénéités de température dans l'enceinte, chaque paroi (voûte, parois latérales, sole) peut également être discrétisée en plusieurs branches. La figure 3.45 montre le maillage des surfaces internes de l'enceinte (ce maillage est utilisé pour le calcul des facteurs d'échange radiatifs). Deux niveaux de discrétisation de l'enceinte ont été mis en œuvre : une discrétisation minimale consistant à représenter chaque paroi par une branche (cf. figure 3.45 (a)), et une discrétisation plus fine de l'enceinte (division en 5 branches dans l'axe du four, figure 3.45 (b)).

Les parois sont mono-couche (parois latérales et voûte) ou multi-couches (sole). Les épaisseurs et les propriétés thermophysiques sont disponibles en annexe F. Les conductivités thermiques ont été approximées par des polynômes. Les données constructeurs de l'annexe F sont disponibles uniquement pour des températures supérieures à 1200°C. Les coefficients des polynômes ont donc été déterminés par une autre méthode : le profil de température dans l'épaisseur d'une paroi latérale a été mesuré au cours de la campagne d'essais, en régime stationnaire (cf. figure 3.46). La conductivité du réfractaire fibreuse a été identifiée de manière à respecter ce profil.

Les surfaces sont supposées grises, et l'émissivité des réfractaires est fixée à 0,8. L'espacement entre les nœuds pour la discrétisation des branches 1D est d'environ 50mm.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

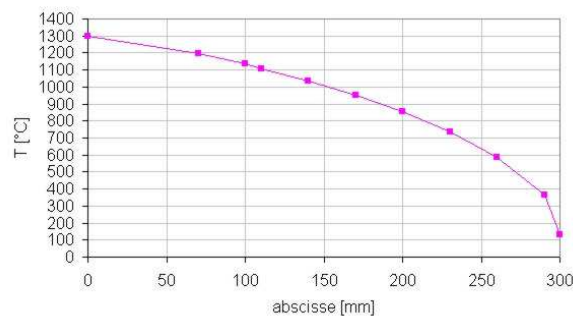


Figure 3.46 – Profil de température mesuré au sein de la paroi latérale du four prototype en régime stationnaire.

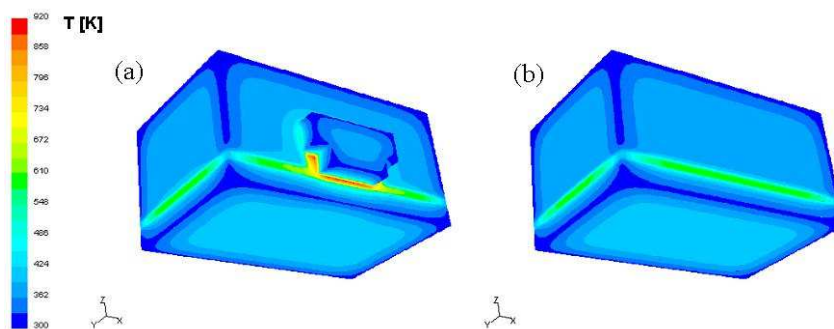


Figure 3.47 – Champ de température sur les faces externes du four prototype. (a) four avec porte d'enfournement. (b) sans porte.

Les parois présentent des singularités de géométrie. En particulier, la porte d'enfournement crée une zone où l'épaisseur de réfractaire isolant est très mince, ce qui se traduit par des pertes non négligeables. Afin de prendre en compte ces pertes sans pour autant affiner la description géométrique (au détriment des temps de calcul), celles-ci ont été modélisées par un coefficient global de transmission thermique K entre l'intérieur du four et l'ambiance extérieure. La valeur de ce coefficient a été obtenue par un calcul de conduction 3D en régime stationnaire. La figure 3.47 montre un résultat de calcul, mettant en évidence les surchauffes de la surface extérieure du four au niveau de la porte d'enfournement. La figure met également en évidence le pont thermique au voisinage de la sole évoqué précédemment. La différence entre les déperditions totales pour les géométries (a) avec porte et (b) sans porte est donnée sur la figure 3.48 en fonction de la température intérieure du four.

Le coefficient de transmission thermique est enfin identifié à l'aide de la relation :

$$Q = K(T_{int} - T_{ext}) \quad (3.42)$$

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

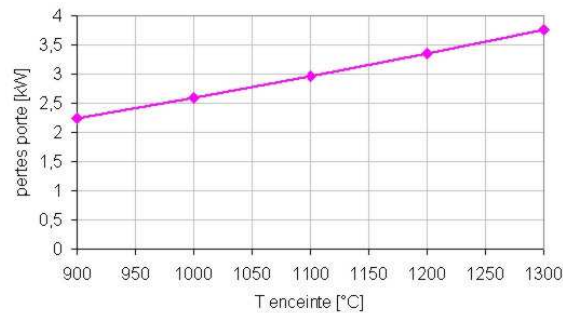


Figure 3.48 – Déperditions thermiques dues à la porte d'enfournement en fonction de la température de l'enceinte.

On trouve :

$$K = 3.756 \text{ W.K}^{-1} \quad (3.43)$$

Il est possible d'identifier d'autres singularités géométriques, mais celles-ci ont un impact négligeable sur le bilan thermique. On peut citer :

- Les pertes au niveau de l'emplacement des brûleurs. Un pont thermique est en effet créé au niveau d'une tôle maintenant le bloc brûleur.
- Les ponts thermiques dus au système d'accrochage des blocs de réfractaire fibreux à la tôle externe.

Charge

Comme proposé dans la stratégie de modélisation, la brame d'acier est représentée par plusieurs branches 1D échangeant par conduction par leurs faces latérales. Le nombre de

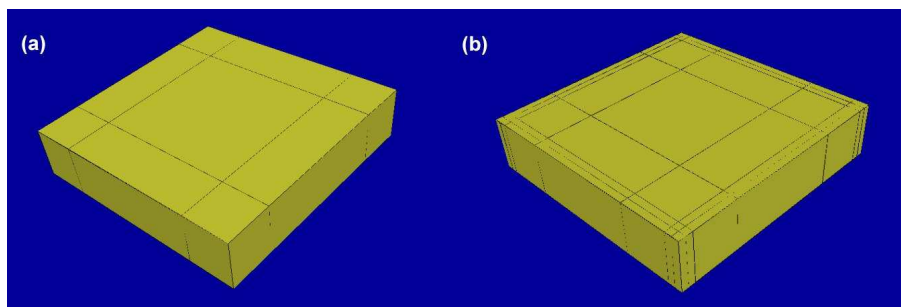


Figure 3.49 – Discrétisation de la charge : (a) 3×3 branches. (b) 7×7 branches.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

nœuds dans l'épaisseur de chaque branche est fixé à 7. Le nombre de branches est égal à 9 (3×3) ou 49 (7×7) suivant la précision voulue (cf. figure 3.49). Le maillage est plus fin sur les bords de la charge car les gradients de température y sont plus importants. Les propriétés thermophysiques de l'acier sont données par des polynômes (cf. annexe G). L'émissivité grise est fixée à 0,8. Cette valeur est issue de mesures spectrales effectuées par l'IRSID [116].

Supports de la charge

La charge repose dans le four sur quatre supports en béton réfractaire. Lorsque la brame est à l'extérieur du four, ceux-ci sont uniformes en température, à la température du four. En période de chauffe, un gradient est observé entre les faces latérales internes et les faces externes des supports (cf. figure 3.50).

Afin de prendre en compte ce gradient, les supports sont modélisés par deux nœuds échangeant par conduction, l'un représentant les quatre faces internes, et l'autre les faces externes. Le matériau est du béton réfractaire dont les propriétés thermophysiques sont voisines de celles de la première couche de briques composant la sole. La conduction vers la charge et vers la sole n'est pas représentée, le phénomène prépondérant étant l'effet d'ombre au rayonnement.

Brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme

Le brûleur NFK-HRS utilisé pendant les essais semi-industriels est identique à celui ayant servi de support à l'étude CFD. Les données d'entrée pour alimenter le modèle sont :

- les compositions et températures du comburant et du combustible (cf. tableau 3.4) ;

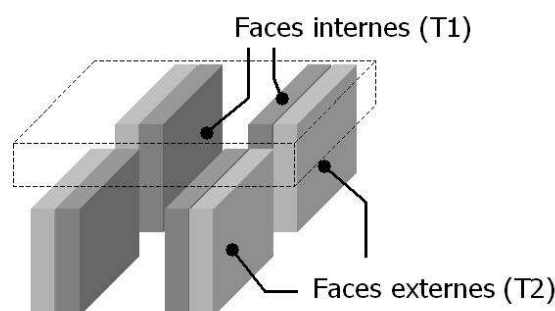


Figure 3.50 – Gradient thermique dans les supports de la charge.

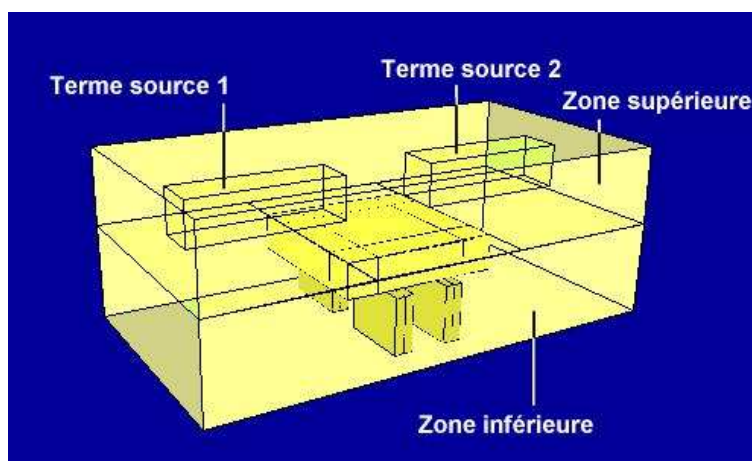


Figure 3.51 – Découpage de l'enceinte en 4 volumes de fumées.

- la puissance nominale ;
- le facteur d'air ;
- les dimensions et la position du terme source de la combustion ;
- l'efficacité et le rendement du système régénératif ;
- le taux d'aspiration des fumées.

Les dimensions du terme source sont fournies par l'étude CFD (cf. § 2.4.2). Le fonctionnement alterné des brûleurs n'est pas modélisé. Le terme source est donc réparti uniformément dans deux volumes. Ces deux zones sont visibles sur la figure 3.51 (terme source 1 et 2).

Les températures de préchauffage du comburant et de sortie des fumées moyennées sur un cycle sont calculées à chaque pas de temps respectivement par les équations 3.7 et 3.6. L'efficacité et le rendement du système régénératif sont nécessaires au calcul. Ces grandeurs dépendent :

- de la demande calorifique : à faible demande, les brûleurs ne fonctionnent qu'une certaine fraction du temps. Le reste du temps, les matrices se refroidissent, ce qui détériore le rendement (l'enthalpie des fumées n'est pas intégralement transmise au comburant) et améliore l'efficacité (les fumées ont transmis plus d'enthalpie à la matrice, celle-ci étant est plus froide). Les pertes au niveau de la matrice ne sont cependant pas valorisées.
- de la puissance nominale : les vitesses des fluides dans les matrices changent avec la puissance nominale (débits différents), ce qui modifie le coefficient d'échange global et donc l'efficacité et le rendement.

Tableau 3.6 – Lois expérimentales donnant l’efficacité et le rendement du système régénératif en fonction de la demande calorifique.

	P = 125 kW	P = 200 kW
ϵ_r [%]	99.75-0.025.DC	98.75-0.025.DC
η_r [%]	53.3+0.2877.DC	64.3+0.2877.DC

L’efficacité ϵ_r et le rendement η_r sont supposés proportionnels à la demande calorifique DC . Les coefficients ont été déterminés expérimentalement² pour deux valeurs de puissance nominale : 200kW et 125kW. Les valeurs sont regroupées dans le tableau 3.6.

Découpage de l’enceinte

L’enceinte étant de petite taille et équipée d’uniquement 2 brûleurs, la circulation des fumées peut être présumée, et un découpage de l’enceinte défini en fonction. Le choix consiste à séparer l’enceinte en une zone supérieure et une zone inférieure (cf. figure 3.51). La confrontation avec les données expérimentales (cf. § 3.4.3) montre que ce découpage très simple est suffisant pour atteindre une bonne précision.

Les fumées préchauffées par les matrices circulent premièrement à travers les volumes contenant le terme source, puis à travers la zone supérieure. Suivant le taux d’aspiration du système régénératif, une partie sort de l’enceinte, l’autre est dirigée vers la zone inférieure avant d’être évacuée par la cheminée (cf. figure 3.52).

Contrôle/Commande

La loi de commande PID utilisée lors des essais semi-industriels a été reproduite dans le modèle. En particulier, les constantes de temps d’intégration et dérivée ont été reprises. Le gain statique a été adapté pour le modèle, les échelles n’étant pas les mêmes (signal électrique pour le régulateur réel, température pour le modèle). La mesure est remplacée dans le modèle par la température de surface de la voûte. La consigne était constante durant les essais. La loi de commande calcule la demande calorifique DC , qui agit sur la valeur du terme source de la combustion et sur le débit de fumées.

²La régression est basée sur les températures mesurées d’air préchauffé et de fumées après récupération. La température des fumées avant récupération n’était cependant pas mesurée durant les essais (la mesure était prise dans la cheminée). Les résultats du modèle nodal ont donc été utilisés.

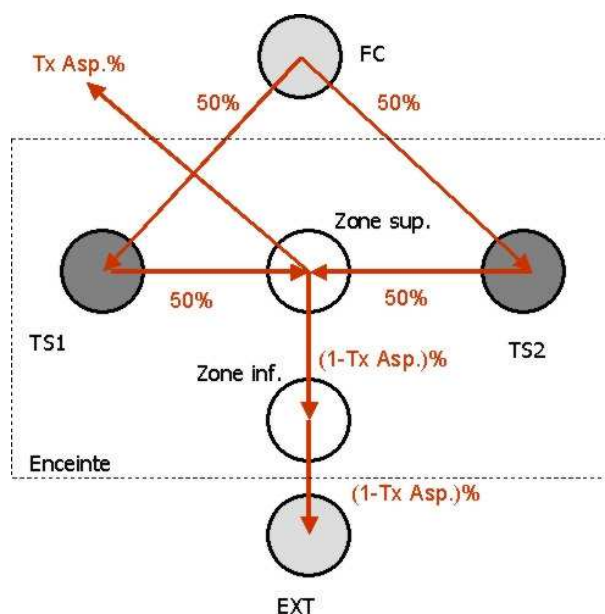


Figure 3.52 – Circulation des fumées dans les différents nœuds du réseau.

Scénarios

Deux essais différents ont été sélectionnés pour la validation du modèle nodal. Les principaux paramètres d'un essai ayant une incidence sur le bilan thermique sont :

- la température de consigne ;
- le déplacement de la brame d'acier (extérieur ou intérieur du four) ;
- la puissance nominale des brûleurs ;
- le facteur d'air ;
- le taux d'aspiration du système régénératif.

Afin d'élargir au maximum le domaine de validité du modèle, les essais choisis sont différents en ce qui concerne le déplacement de la brame, la puissance et le facteur d'air. Le taux d'aspiration est sensiblement égal dans les deux cas. Les chronogrammes du déroulement de ces essais est donné dans le tableau 3.7.

La puissance nominale des brûleurs durant l'essai n°1 est inférieure à celle de l'essai n°2. On s'attend donc à une montée en température de la charge plus longue. L'intérêt majeur de l'essai n°2 réside dans le déplacement de la brame d'acier. Celle-ci est introduite une première fois dans le four stabilisé à 1300°C, puis est retirée au bout d'environ 2 heures. Elle se refroidit ensuite à l'air libre, pour être ré-introduite 35 minutes plus tard. Ce mode opératoire doit révéler les aptitudes du modèle nodal à gérer les régimes transitoires.

Avant de confronter les résultats des simulations aux données expérimentales, la section suivante a pour objectif d'évaluer la sensibilité des résultats du modèle aux données

Tableau 3.7 – Scénarios des deux essais de validation.

ESSAI N° 1

temps [min]	$-\infty$	0	220
Consigne	1300°C		
Position charge	Extérieure	Intérieure	
Puis. nominale	125.9 kW		
Facteur d'air	1.15		
Taux aspir.	80%		

ESSAI N° 2

temps [min]	$-\infty$	0	100	132	167	360
Consigne	1300°C					
Position charge	Extérieure	Intérieure		Ext.	intérieure	
Puis. nominale	200 kW					
Facteur d'air	1.4		1.2			
Taux aspir.	78%					

d'entrée dont la précision est incertaine. La validité de certaines hypothèses de calcul est également vérifiée.

3.4.2 Etude de sensibilité

Certaines données d'entrée du modèle ne sont connues qu'avec une précision relative. Le choix de l'émissivité des surfaces est l'exemple le plus classique, car ces données sont rarement mesurées (mesures spectrales et en fonction de la température). De plus, mêmes si l'émissivité a été mesurée en laboratoire, on peut s'interroger sur sa validité en conditions d'essais (par exemple à cause des variations de l'état de surface des matériaux, ou de phénomènes de dépôts). Par conséquent, l'influence de l'émissivité des parois ainsi que celle de la brame d'acier a été étudiée.

Un second type de données concerne les caractéristiques thermophysiques de l'acier. Celles-ci sont issues de tables établies par la British Iron and Steel Research Association (BISRA). Cet organisme a effectué des mesures pour 22 aciers de composition différente (taux de carbone, silicium, manganèse, chrome, etc.). La composition réelle d'un acier ne correspondant jamais exactement à un acier de ces tables, il est intéressant d'évaluer l'incertitude engendrée.

Enfin, certaines hypothèses contenues dans le modèle peuvent modifier les résultats de

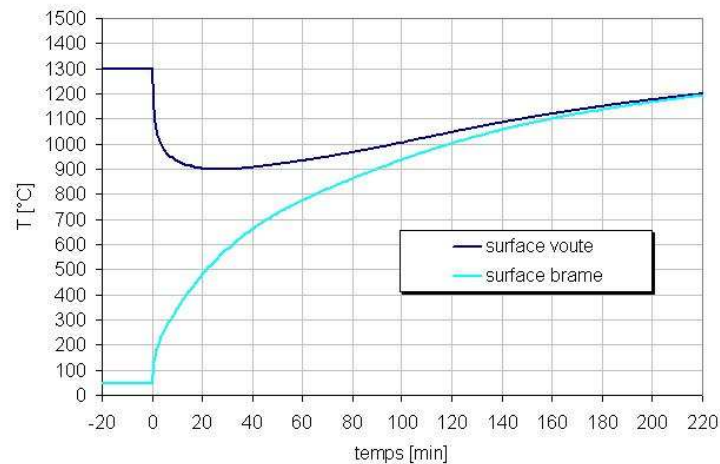


Figure 3.53 – Courbes de référence pour l'étude de sensibilité.

façon significative. Deux hypothèses de calcul des transferts thermiques doivent notamment être vérifiées : le choix du coefficient de convection forcée et la méthode de calcul des propriétés radiatives des fumées.

L'essai n°1 a servi de support pour observer l'influence des paramètres pré-cités. Les critères de comparaison choisis sont la température de surface de la voûte et la température de la face supérieure de la brame. Ces courbes de température en fonction du temps sont données sur la figure 3.53. Elles ont été calculées avec les paramètres de référence et les maillages des figures 3.45 (a) et 3.49 (a). Le four est stabilisé à 1300°C, la brame étant à température ambiante à l'extérieur du four. Le temps 0 correspond au moment où celle-ci est introduite dans le four. La température de l'enceinte chute brusquement avant de s'élever progressivement sous l'action des brûleurs. La brame atteint une température de 1200°C après environ 220 minutes de chauffe. L'échelle de température est trop grande comparativement aux écarts susceptibles d'être observés. Les résultats sont donc par la suite exploités en terme de différence de température par rapport aux courbes de référence.

Influence de l'émissivité des parois

La plus grande partie des parois de l'enceinte est en réfractaire fibreux, composé pour l'essentiel d'alumine. L'émissivité grise de l'alumine est proche de 0,6. Cependant, la surface est enduite d'une couche de béton réfractaire. Pour cette raison, l'émissivité est estimée à 0,8. Cette valeur a été modifiée dans une fourchette de +/- 10% pour observer la sensibilité des calculs à ce paramètre. Les différences observées sur les températures de brame et de voûte sont disponibles sur les figures 3.54 (a) et (b).

Les résultats montrent que l'incertitude sur ce paramètre n'aura que peu d'incidence

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

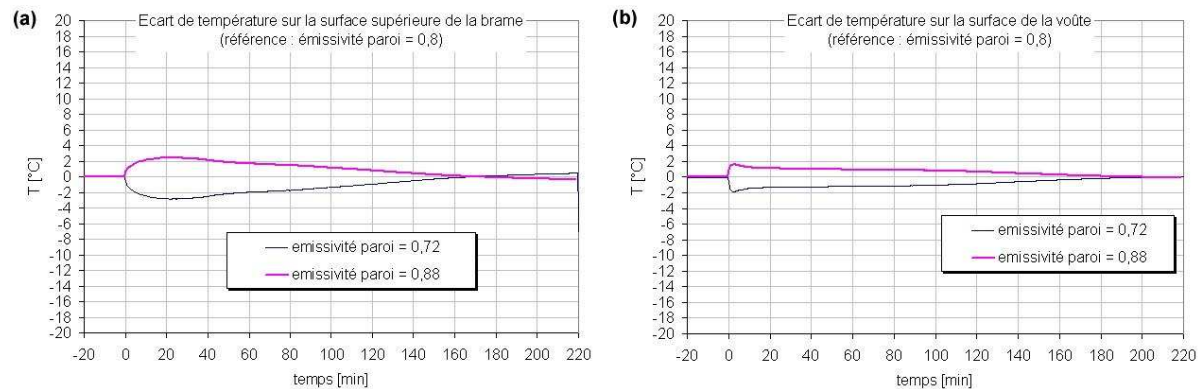


Figure 3.54 – Sensibilité des résultats à l'émissivité des parois.

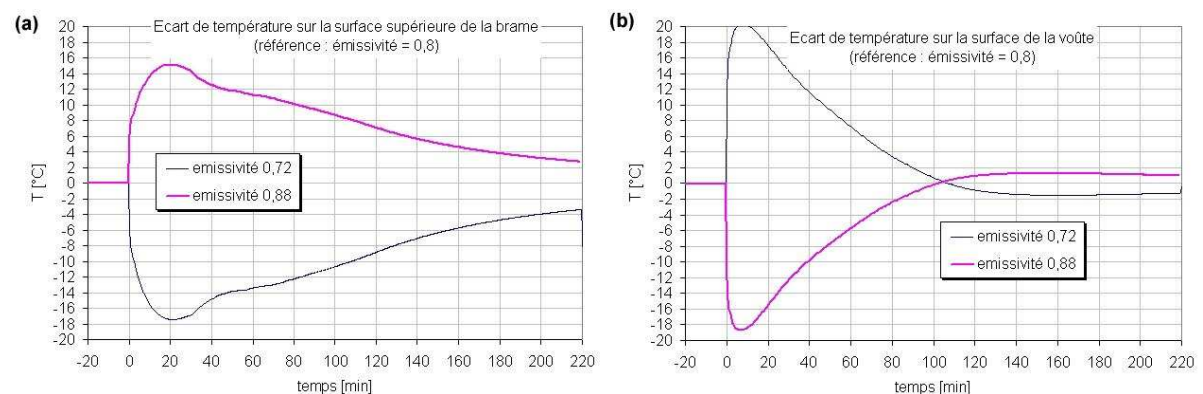


Figure 3.55 – Sensibilité des résultats à l'émissivité de la brame d'acier.

sur le résultat des calculs, si l'hypothèse des surfaces grises est valable. L'écart maximal calculé pour les émissivités extrêmes est inférieur à 5°C, aussi bien sur la brame que sur la voûte. En outre, l'écart tend à s'atténuer lorsque le four s'homogénéise en température.

Des écarts plus significatifs pourraient être observés si les variations d'émissivité avec la longueur d'onde sont importantes et modifient les transferts radiatifs avec les fumées. Hormis ce doute, on peut considérer l'incertitude sur l'émissivité des parois comme peu influente sur les résultats.

Influence de l'émissivité de la charge

L'émissivité de l'acier (non poli) a été mesurée par l'IRSID, à différents niveaux de température. Au delà d'une certaine température (environ 700°C), l'oxygène contenue dans les fumées réagit avec le fer pour former une couche d'oxyde en surface, dont l'émissivité est élevée. Cependant, les mesures ont démontré que même en dessous de

Tableau 3.8 – Composition de trois aciers de la table BISRA.

	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	V	Cu	As	Al
n°1	0.06	0.01	0.38	0.036	0.017	0.022	0.055	0.03		0.08	0.039	0.001
n°3	0.23	0.11	0.635	0.034	0.034	.tra	0.074			0.13	0.036	0.01
n°20	0.13	0.17	0.25	0.024	0.018	12.85	0.14		0.012	0.06	0.015	0.034

ce seuil de température, l'émissivité de l'acier est déjà très élevée, et peut être considérée comme grise. Celle-ci est fixée ici à 0,8. De même que pour les parois, des calculs pour des valeurs +/- 10% autour de la référence ont été effectués.

Les figures 3.55 (a) et (b) indiquent que ce paramètre a une influence non négligeable sur l'équilibre thermique. Une différence d'environ 40°C est calculée entre les deux valeurs extrêmes. Ceci s'explique par le fait que la brame constitue un puits thermique important dans le four, et reçoit la majorité du flux émis par les fumées. Le flux absorbé étant directement lié à l'émissivité, ce résultat n'est pas surprenant. Comme pour les parois, les différences s'atténuent lorsque le four devient homogène en température.

Influence des caractéristiques thermophysiques de l'acier

Comme indiqué en introduction, les propriétés thermophysiques ne sont connues qu'avec une précision relative :

- d'une part, la composition réelle de l'acier n'est jamais strictement identique à celle du type d'acier sélectionné dans une table.
- d'autre part, les propriétés thermophysiques ont été mesurées avec une incertitude non donnée, mais sûrement de l'ordre de quelques pour cents.

Des calculs ont été effectués pour deux aciers au carbone de composition assez proche (BISRA n°1 et BISRA n°3) ainsi que pour un acier fortement allié (BISRA n°20 à haute teneur en chrome). Le BISRA n°1 est l'acier de référence. La composition de ces aciers est disponible dans le tableau 3.8. La figure 3.56 montre que les diffusivités des aciers BISRA n°1 et n°3 sont relativement proches et que celle du BISRA n°20 est très inférieure pour des températures en dessous de 700°C.

Les figures 3.57 (a) et (b) révèlent que la composition de l'acier a une influence certaine sur les courbes de chauffage. Deux aciers très différents (BISRA n°1 et n°20) ont des courbes éloignées de 70°C en début de chauffe, et encore 20°C en fin de chauffe. Les écarts sont moins importants avec le BISRA n°3, mais sont tout de même de l'ordre de 10°C en début de chauffe. Contrairement au BISRA n°20, les différences s'annulent en fin de chauffe.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

Il est également intéressant d'observer l'évolution du gradient entre la température de surface et la température à cœur de la brame. En effet, cet écart est directement relié à la diffusivité du matériau, et donc au type d'acier. La figure 3.58 indique logiquement que les aciers BISRA n°1 et n°3 donnent des résultats similaires, le BISRA n°20 présentant des différences significatives en début de chauffe. Il faut enfin noter que même si l'allure des courbes est identique, l'écart entre le BISRA n°1 et le n°3 atteint 15°C en cours de chauffe. Par conséquent, au même titre que l'émissivité de la brame, les caractéristiques thermophysiques de l'acier sont une source d'incertitude ayant des effets non négligeables sur les résultats.

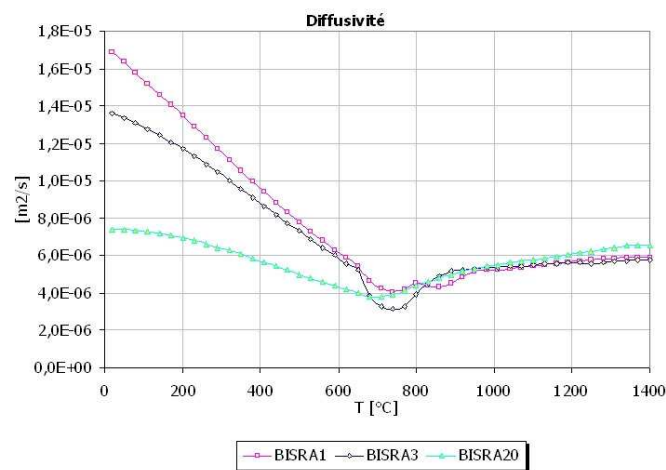


Figure 3.56 – Comparaison des diffusivités des aciers BISRA n°1, n°3 et n°20 en fonction de la température.

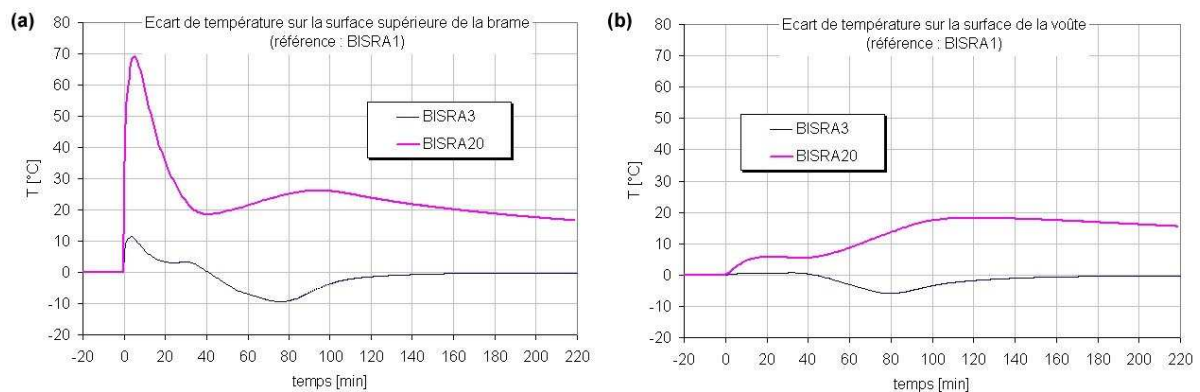


Figure 3.57 – Sensibilité des résultats aux propriétés thermophysiques de l'acier.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

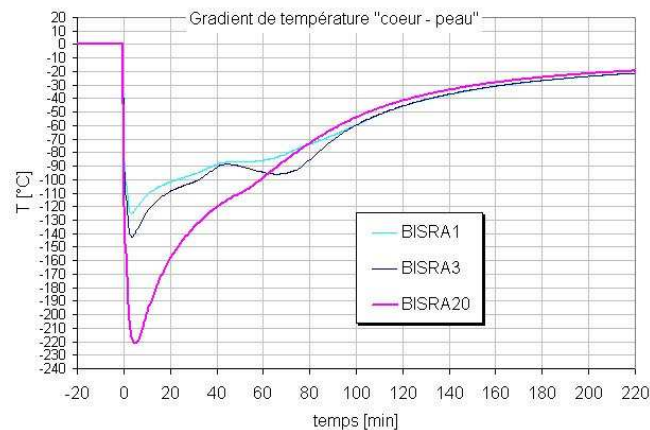


Figure 3.58 – Influence des propriétés thermophysiques de l’acier sur le gradient « cœur – peau » de la charge.

Tableau 3.9 – Exemples de calcul du coefficient d’échange convectif.

		$P = 120kW$	$P = 200kW$
\dot{m}_p	$[kg.s^{-1}]$	$4,8.10^{-2}$	$8,0.10^{-2}$
A	$[m^2]$	0,8	0,8
D_{eq}	$[m]$	0,19	0,19
μ_p	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$	$5,12.10^{-5}$	$5,12.10^{-5}$
k_p	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	$9,7.10^{-2}$	$9,7.10^{-2}$
C	$[-]$	0,142	0,142
Nu	$[-]$	8,2	12,0
\bar{h}	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	4,2	6,1

Echanges par convection forcée

La prise en compte des transferts convectifs dans les enceintes à haute température est souvent très simpliste, voir négligée du fait de la prépondérance du rayonnement thermique sur les transferts. Dans le modèle nodal, des corrélations expérimentales sont utilisées (cf. équation 3.2). Le tableau 3.9 donne des ordres de grandeur du coefficient d’échange convectif pour deux puissances nominales des brûleurs. La marge d’incertitude étant élevée sur ce paramètre, trois valeurs constantes de coefficient d’échange ont été choisies pour l’étude de sensibilité : 0, 5 et $10 W.m^{-2}.K^{-1}$.

Le coefficient de référence étant $5 W.m^{-2}.K^{-1}$, la figure 3.59 montre les écarts obtenus avec les deux autres coefficients. La déviation maximale observée sur la température de surface de la brame est de $8^\circ C$, et de $12^\circ C$ sur la surface de la voûte. En fin de chauffe, les écarts sont peu significatifs. Ces écarts, relativement faibles, ne justifient pas une étude

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

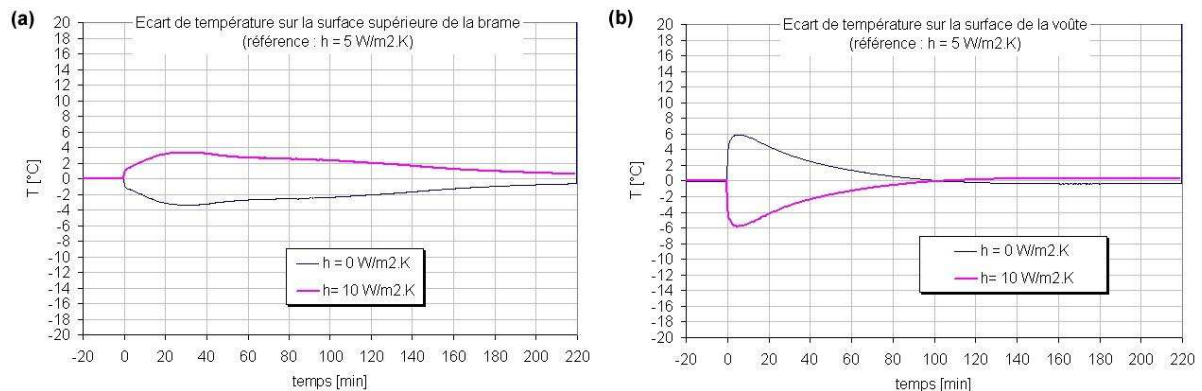


Figure 3.59 – Sensibilité des résultats au coefficient de transfert convectif.

plus approfondie des transferts convectifs. On peut cependant noter que les coefficients calculés par les corrélations sont du même ordre de grandeur que ceux issus d'un calcul CFD effectué sur la même géométrie.

Méthode calcul des propriétés radiatives

Concernant le calcul des transferts radiatifs, l'incertitude repose sur la prise en compte des propriétés spectrales des fumées. Le calcul spectral rigoureux étant impossible (cf. § 2.2.2), des méthodes approchées sont utilisées. Les deux modèles les plus répandus sont :

- l'approche Gaz Gris (GG) ;
- l'approche Somme Pondérée de Gaz Gris (WSGG).

L'approche GG est très grossière du point de vue de la représentation physique, et est gravement mise en défaut sur des cas de référence simplifiés. Cependant, il a été démontré que dans un modèle incluant tous les phénomènes physiques (combustion, transferts de masse, etc.), les écarts sont moins éloquents. L'approche WSGG est plus rigoureuse, et est employée par une grande partie des auteurs ayant développé des modèles nodaux d'enceinte de combustion.

Les deux méthodes ont été comparées dans le cas du four prototype. Les figures 3.60 (a) et (b) permettent d'aboutir aux mêmes conclusions que d'autres auteurs [166] : les écarts de températures obtenus par les deux méthodes sont faibles, et d'autant plus faibles lorsque l'enceinte est homogène en température. La différence maximale observée sur la brame est de 6°C en début de chauffe, et l'écart sur la température de paroi est toujours inférieur à 2°C. Ces valeurs étant inférieures à celles engendrées par la majorité des autres paramètres sensibles, le modèle GG sera utilisé dans la suite de la démarche de validation du modèle.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

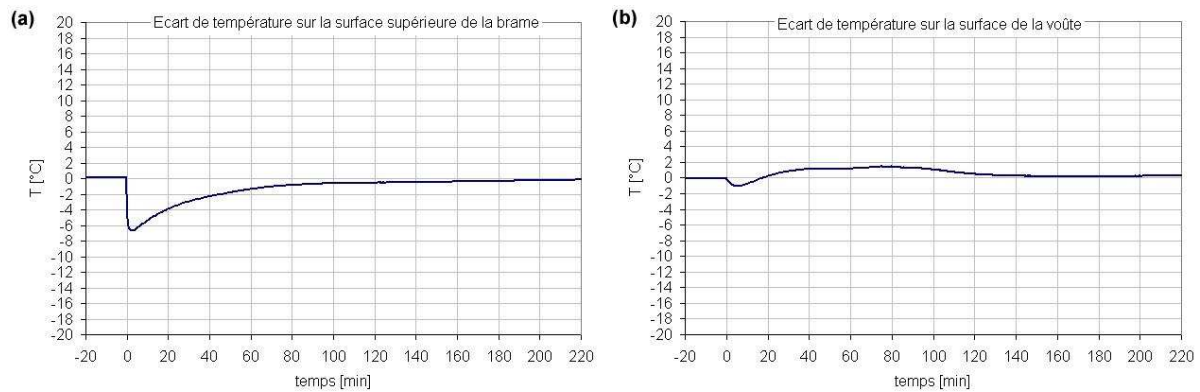


Figure 3.60 – Sensibilité des résultats à la méthode de calcul des propriétés radiatives des fumées.

Les sections suivantes concerne la comparaison des résultats du modèle et des mesures effectuées sur le four prototype, et ce pour les deux essais sélectionnés.

3.4.3 Validation expérimentale

Les deux essais décrits au § 3.4.1 ont été exploités pour confronter les calculs aux mesures sur le four prototype. Les critères de validation pertinents sont :

- L’aptitude du modèle à calculer la demande calorifique du système, c’est-à-dire la puissance à fournir aux brûleurs de manière à atteindre et maintenir la température de consigne. Plus généralement l’aptitude à prédire le bilan thermique du four, et donc le rendement.
- La prédiction des températures de l’enceinte et de la brame. En particulier, les températures de surface des parois et les températures au cœur et en surface de la brame sont des indicateurs importants. Si le niveau de discrétisation choisi (enceinte et brame) est suffisamment élevé, les hétérogénéités de températures dues à l’emplacement des sources et des puits de chaleur peuvent être calculées et comparées aux mesures.
- Enfin, la modélisation simplifiée du système régénératif peut être validée par l’observation des températures des fluides aux entrées-sorties des matrices.

Les simulations ont été effectuées en utilisant les maillages des figures 3.45 (b) et 3.49 (b), c’est-à-dire une discrétisation suffisamment poussée pour représenter les hétérogénéités de température dans l’enceinte. Les temps de calcul du régime instationnaire sont très variables, et dépendent principalement des facteurs suivants :

- le niveau de discrétisation,
- la prise en compte ou non de la régulation,

- la méthode de calcul des propriétés radiatives des fumées (GG ou WSGG).

Pour une durée réelle d'essai de 7 heures, le temps de calcul varie de moins d'une minute (discrétisation minimale) à quelques heures pour la discrétisation retenue ici (PC de fréquence 1,5GHz). Ces valeurs sont inférieures de plusieurs ordres de grandeur au temps requis pour un modèle CFD équivalent.

Confrontation expérimentale : essai n°1

Bilan thermique. L'apport calorifique des brûleurs est ajusté de manière à respecter une consigne de température de paroi de l'enceinte. Dans le cas de l'essai n°1, cette température est égale à 1300°C. La figure 3.61 donne l'évolution de la demande calorifique calculée par l'automate de régulation durant l'essai, et calculée par le modèle nodal. Avant l'introduction de la brame, la demande oscille entre 50% et 60%. Le caractère instable de la régulation s'explique par le mode de pilotage des brûleurs (mode impulsif) : la sortie du régulateur est une durée d'alimentation des brûleurs au cours d'un cycle (cf. § 3.3.4). L'actionneur agit donc sur des vannes « tout ou rien ». Ce fonctionnement est moins précis que l'ajustement progressif d'une vanne de régulation, du type de celles utilisées en pilotage proportionnel. Les données restent cependant exploitables : on observe que la demande calorifique calculée par le modèle se situe entre les valeurs minimales et maximales mesurées. Ceci indique que les pertes en régime stationnaire sont correctement évaluées. Le poste le plus important du bilan, les pertes par les parois, sont bien reproduites. Les hypothèses de représentation sont donc valides (en particulier la prise en compte des effets de bords et de la structure de la sole). Au temps 0 (instant auquel la brame est introduite dans le four), la demande sature à 100%, les brûleurs sont donc alimentés à leur puissance nominale. Ce point de fonctionnement est maintenu jusqu'à la fin de l'essai, ce qui signifie que la température de consigne n'est pas ré-atteinte. Le modèle calcule un résultat identique.

Le bilan thermique instantané obtenu par post-traitement des calculs est donné sur la figure 3.62. Les limites du système pour effectuer ce bilan comprennent les parois de l'enceinte et les bacs régénératifs. L'apport d'énergie dû au préchauffage de l'air de combustion n'apparaît donc pas, mais se traduit par une valeur très faible des pertes par les fumées ayant traversé les matrices.

Le bilan n'est pas comparé de manière quantitative au bilan expérimental, principalement car la méthode de calcul à partir des mesures est trop incertaine pour être exploitée (notamment le flux absorbé par la brame est calculé à partir de quelques températures mesurées en son sein). Cependant, les tendances observées sont identiques (cf. figure 3.37). L'apport d'énergie provient du combustible et des parois (au début du chauffage de la brame) par déstockage de l'énergie emmagasinée. Au passif du bilan apparaissent les pertes par les parois (hormis lors du déstockage), les pertes par les fumées (divisée en une partie évacuée par la cheminée et l'autre partie valorisée dans le système régénératif), les pertes par les parois du système régénératif, et enfin le flux absorbé par la brame. Celui-ci

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

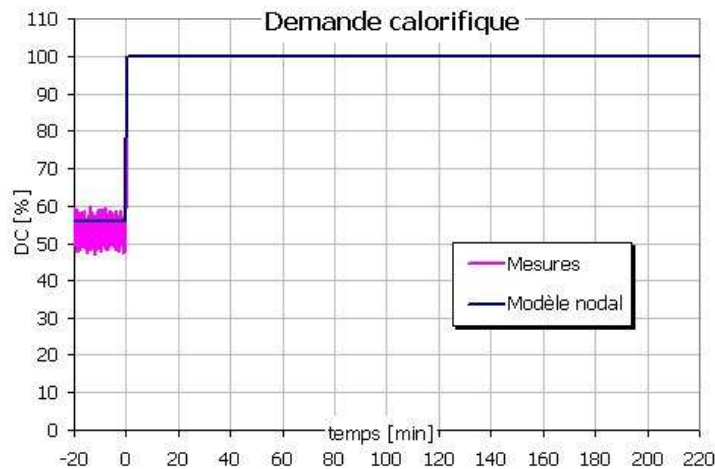


Figure 3.61 – Essai n°1 : comparaison du calcul de la demande calorifique avec les mesures.

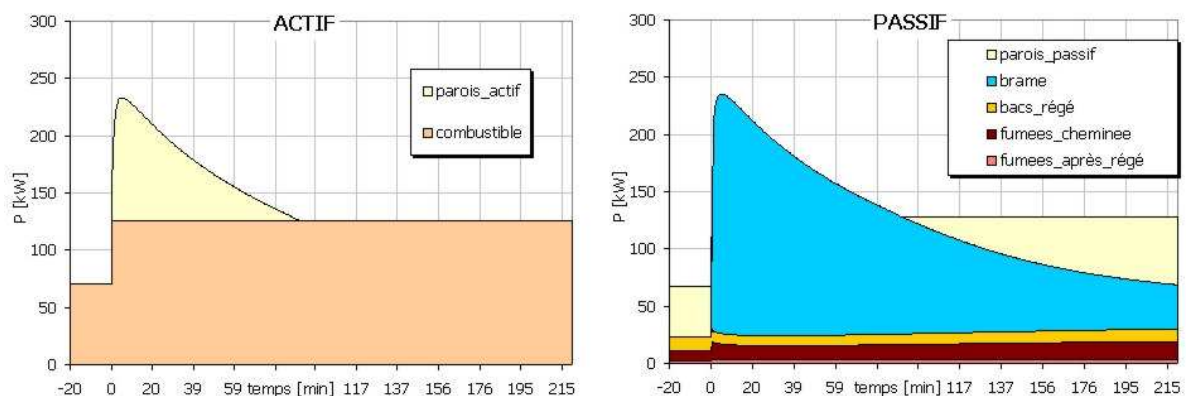


Figure 3.62 – Essai n°1 : bilan thermique calculé par le modèle nodal.

est très important au début de la chauffe, dépassant même la puissance nominale des brûleurs, pour diminuer au fur et à mesure que la température s'homogénéise et tende vers la température du four.

Il faut noter que les pertes par les fumées traversant le système régénératif sont bien inférieures à celles par les fumées non valorisées, bien que le débit soit plus élevé (taux d'aspiration de 80%). Le rendement du four est ainsi directement lié au taux d'aspiration, comme observé expérimentalement (cf. § 3.3.5).

Ce bilan est proche de celui d'un four de réchauffage réel, hormis le fait que les parois représentent une part plus faible en réalité ($\approx 3 - 4\%$), et que celles-ci ne varient pas au cours de la chauffe.

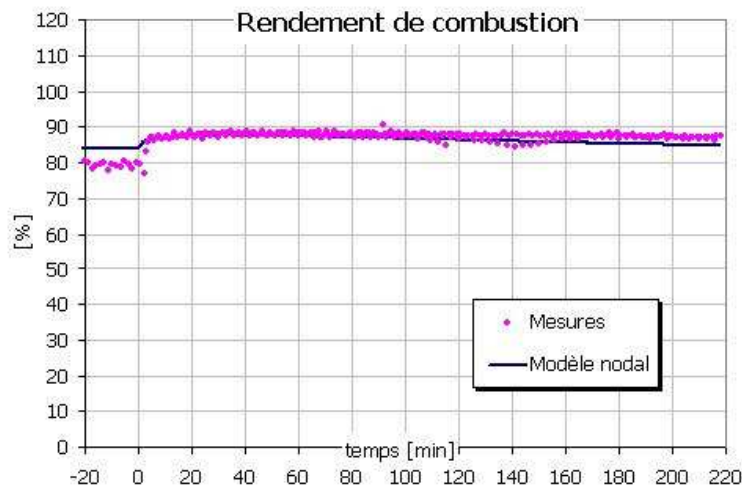


Figure 3.63 – Essai n°1 : comparaison du calcul du rendement de combustion avec les mesures.

Un indicateur de bilan plus facilement comparable avec les données expérimentales est le rendement de combustion, défini par l'équation 3.40. Il est obtenu par les mesures de température et débit des fumées, et par le débit de combustible. La comparaison avec les résultats du modèle est donnée figure 3.63. Idéalement, les pertes par les parois du système régénératif doivent être incluses dans le rendement de combustion. Néanmoins, cette donnée n'étant pas mesurée, le rendement prend en compte uniquement les pertes par les fumées.

Le rendement de combustion est très élevé tout au long de la chauffe, avoisinant 90%. Cette valeur démontre le principal intérêt des brûleurs régénératifs, à savoir la diminution notable de la consommation d'énergie, et donc la limitation des rejets de gaz à effet de serre. Le modèle nodal calcule des valeurs très proches des données expérimentales, l'écart étant inférieur à la dispersion des mesures. Ceci s'explique d'une part parce que l'efficacité du système régénératif a été calculée à partir des mesures, et d'autre part par la bonne prédiction de la température des fumées sortant de l'enceinte par la cheminée.

Température des fluides. La comparaison des températures des fluides aux bornes du système régénératif (figure 3.64) confirme les observations précédentes. La température des fumées sortant des matrices est très basse, proche du point de rosée (environ 55°C pour des fumées issues de la combustion stœchiométrique du gaz naturel). L'écart entre les calculs et les mesures atteint environ 10 K en fin d'essai, mais ceci se traduit par une différence négligeable au niveau du bilan thermique. L'enthalpie initialement contenue dans les fumées à l'intérieur de l'enceinte est donc quasiment entièrement récupérée, pour être transmise à l'air.

La température de préchauffage du comburant calculée est également relativement

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

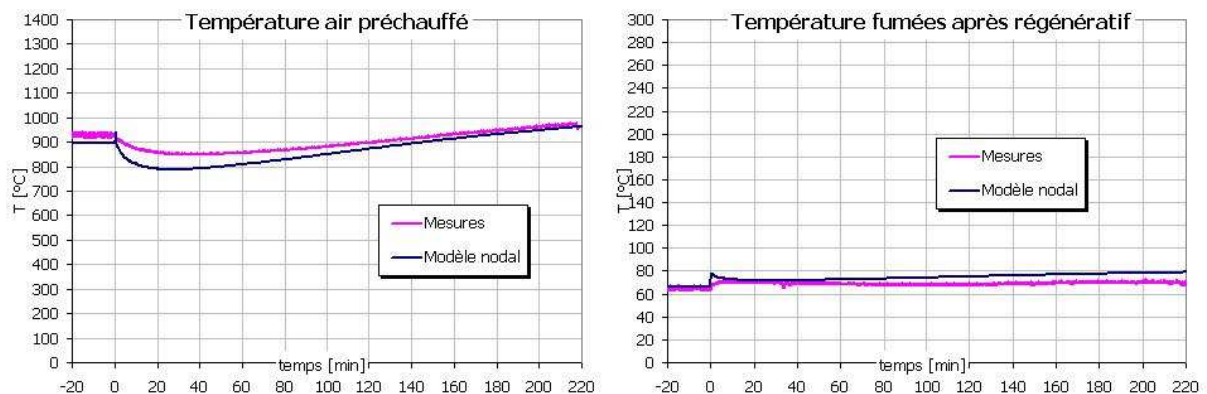


Figure 3.64 – Essai n°1 : comparaison du calcul des températures des fluides avec les mesures.

fidèle aux mesures. Les différences les plus significatives sont observées au début de la chauffe. Ceci s'explique par l'hypothèse contenue dans la représentation du système régénératif (cf. § 3.2.2) : le fonctionnement est supposé stabilisé, c'est-à-dire que l'inertie des matrices est négligée. Or, à l'introduction de la brame, la température des fumées en haut des matrices chute brusquement. A cause de l'inertie du système, la température de préchauffage de l'air ne diminue pas dans les mêmes proportions (l'évolution est amortie), contrairement aux prédictions du modèle. Cette hypothèse est cependant acceptable dans la mesure où ce cas de fonctionnement est rarement rencontré en milieu industriel.

Températures de l'enceinte et de la brame. Lorsque la brame est à l'extérieur du four prototype, la température dans l'enceinte est quasiment homogène. A l'inverse, une fois la brame introduite, un gradient de température est créé dans l'enceinte, principalement entre les parois en réfractaire fibreux et la sole, du fait des grandes différences de propriétés thermophysiques (l'inertie des briques est beaucoup plus élevée). La brame étant centrée dans le four, un gradient de température a également été observé dans l'axe de l'enceinte.

La figure 3.65 met dans un premier temps en évidence les différences entre la voûte et la sole. L'enceinte est stabilisée à 1300°C avant l'introduction de la brame, puis la température chute brutalement de plusieurs centaines de degrés sous l'effet de la charge. La température remonte ensuite progressivement grâce à l'apport calorifique des brûleurs. Concernant la température de la voûte, le modèle parvient à reproduire très fidèlement le comportement thermique, notamment le régime instationnaire. La température minimale ($\approx 915^\circ\text{C}$) est correctement prédite, la pente de la remontée en température également. Les écarts modèle – mesures sur la température de la sole sont plus significatifs, essentiellement lors du transitoire rapide. Plusieurs facteurs peuvent être invoqués pour expliquer ces différences, atteignant au maximum 50°C :

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

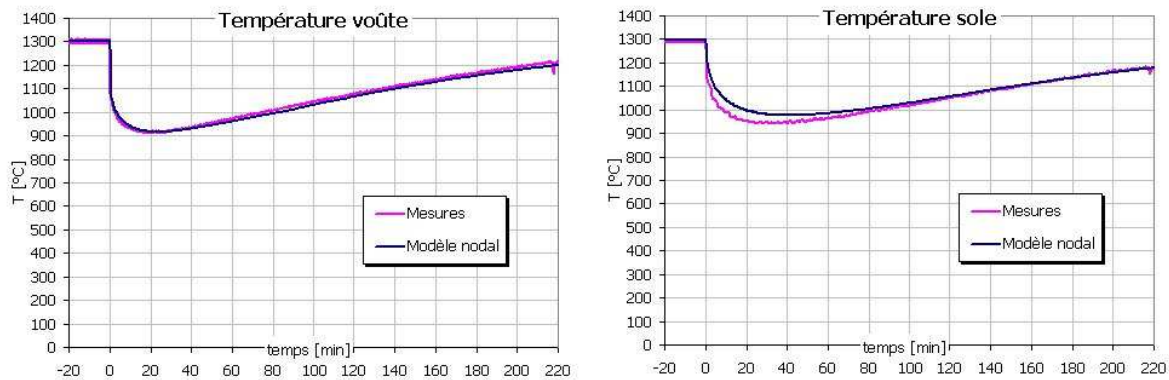


Figure 3.65 – Essai n°1 : comparaison du calcul des températures de parois avec les mesures.

- Le dispositif de mesure de la température de la sole est peut-être moins rigoureux que celui des parois en fibreux. Les thermocouples sont simplement posés sur la surface (il était impossible de percer les couches de briques), et recouverts d'un enduit en béton réfractaire. Il est cependant difficile d'évaluer l'erreur commise par cette méthode.

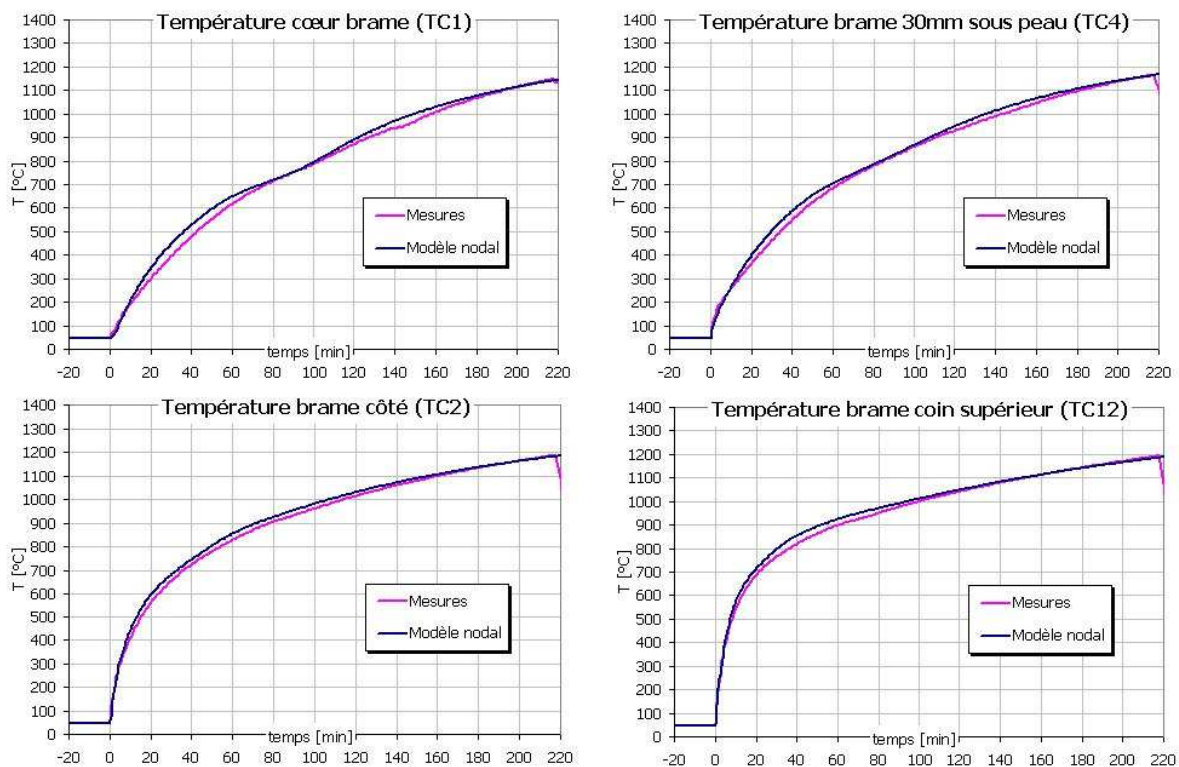


Figure 3.66 – Essai n°1 : comparaison du calcul des températures dans la brame avec les mesures.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

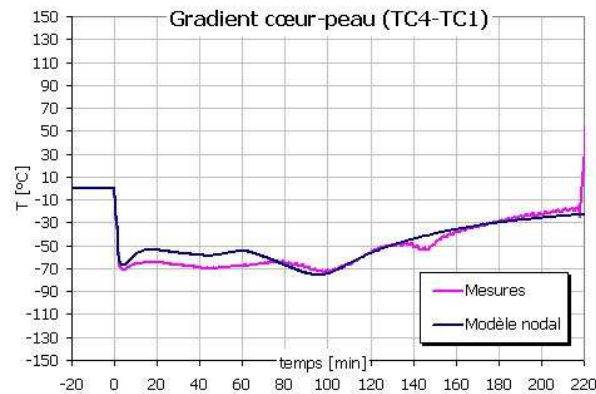


Figure 3.67 – Essai n°1 : comparaison du calcul du gradient cœur - peau de la brame avec les mesures.

- Le découpage de l’enceinte en volumes de fumées comprend une zone unique dans la partie inférieure du four. Cependant, les supports de brame forment un obstacle à la circulation des fumées, créant des zones de stagnation pouvant induire des hétérogénéités de température. La température de la sole est donc sur-évaluée, le modèle ne pouvant reproduire ce phénomène.

Après 80 minutes de chauffe jusqu’à la fin de l’essai, l’écart entre les températures mesurées et calculées devient très faible. Ceci s’explique par le fait que le four s’homogénéise en température, les différences de température en zone inférieure sont alors moins significatives. La figure 3.68 donne les écarts relatifs entre le calcul et les mesures de température en paroi. En fin de chauffe, les différences sont inférieures à 2%, et sont similaires pour la voûte et la sole.

La discrétisation de la brame est suffisamment élevée (7×7 branches $\times 7$ nœuds par branche) pour obtenir une cartographie de température pouvant être comparée avec les mesures des thermocouples instrumentant la brame (cf. figure 3.27). Les effets de bord, c’est-à-dire les sur-chauffes (ou sous-chauffe) de la surface de la brame par rapport au cœur peuvent notamment être évalués.

La figure 3.66 permet de comparer les mesures aux prédictions du modèle sur les températures localisées à des endroits éloignés de la brame :

- la température à cœur (thermocouple TC1),
- la température sous la surface supérieure dans l’axe vertical de la brame (TC4),
- la température sur un côté de la brame (TC2),
- enfin la température proche d’un coin supérieur de la brame (TC12).

On peut noter que grâce à la symétrie du chauffage, ces températures donnent une vision assez complète de l’état thermique de la brame.

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

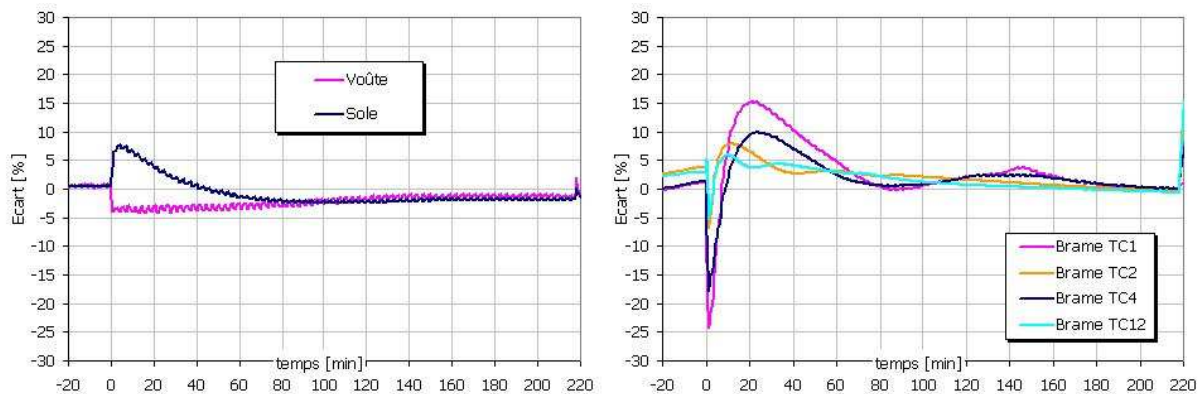


Figure 3.68 – Essai n°1 : écart relatif entre les calculs et les mesures de température de paroi et de brame.

Du point de vue qualitatif, on remarque que les vitesses de montée en température calculées correspondent aux mesures. Cette vitesse est d'autant plus importante que les points observés sont proches de la surface de la brame. L'accroissement de température le plus rapide concerne la température au coin de la brame, proche de trois surfaces.

Concernant les différences de température entre le calcul et les mesures, les résultats sont globalement très satisfaisants. Les écarts les plus faibles sont observés pour les températures proches des surfaces (TC2, TC4 et TC12). La figure 3.68 indique que la différence maximale de température au cours de la chauffe n'excède pas 10%.

En revanche, cette différence peut atteindre 15% et même 25% en tout début de chauffe pour la température à cœur (TC1). L'explication la plus probable est que les propriétés thermophysiques de l'acier ne sont pas connues avec une précision suffisante. L'indicateur permettant de confirmer cette supposition est le gradient entre la température à cœur (TC1) et la température proche de la surface (TC4), dépendant directement de la diffusivité du matériau. La comparaison modèle – mesures est disponible sur la figure 3.67. Les tendances sont identiques, néanmoins les amplitudes des variations calculées par le modèle peuvent être assez différentes des observations expérimentales. Ces variations étant liées à l'évolution des propriétés thermophysiques avec la température, on peut conclure que les données alimentant le modèle sont différentes des propriétés réelles. Il n'a cependant pas été possible durant ces travaux de caractériser expérimentalement un échantillon d'acier.

Cette approximation n'a toutefois pas d'incidence notable sur les prédictions de température en fin de chauffe. Les différences observées sont inférieures à 5%, à cœur et proche des surfaces, les hypothèses contenues dans le modèle nodal peuvent donc être considérées comme valide.

Un des objectifs du modèle nodal instationnaire est de fournir des informations sur les hétérogénéités de température engendrées par la disposition des termes sources et des puits thermiques. Pour ce faire, les éléments (parois, brame, volumes de fumées) sont

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

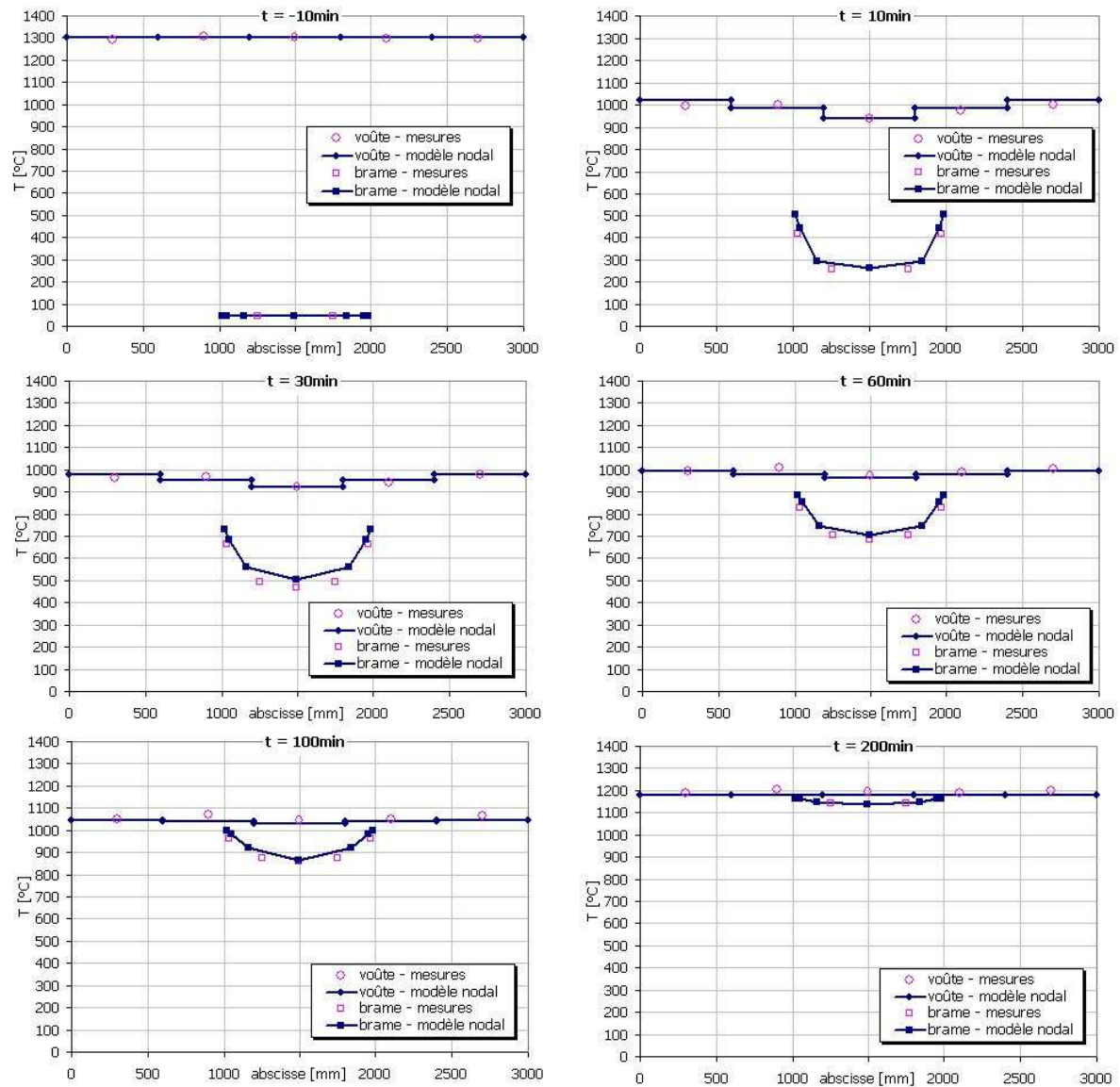


Figure 3.69 – Essai n°1 : comparaison du calcul de l'hétérogénéité thermique avec les mesures.

discrétisés en plusieurs nœuds ou plusieurs branches. Afin de capter les effets de bord sur la brame, celle-ci a été représentée par 49 branches échangeant par conduction sur leurs faces latérales. L'enceinte a été discrétisée selon la direction où les gradients les plus importants ont été mesurés, c'est-à-dire dans la longueur du four. La figure 3.69 donne une image du champ de température dans l'axe de l'enceinte, à six moments différents de la chauffe. La température dans l'axe de la voûte calculée est confrontée aux mesures des cinq thermocouples (leur position est donnée sur la figure 3.22). La température à 30mm sous la surface supérieure de la brame est comparée aux thermocouples TC2, TC3 et TC4, les deux autres points étant obtenus par symétrie.

Ces figures démontrent les capacités du modèle nodal à prédire un champ de température hétérogène. Les effets de bord sur la brame, et leur atténuation avec la montée en température de la brame sont correctement reproduits, ce qui valide la méthode de représentation 3D par des branches 1D. Le profil de température incurvé sur la voûte est également calculé avec un écart relativement faible avec les mesures. La brame « refroidit » la voûte en son centre plus que sur les ailes. Enfin, la diminution de ce gradient avec la progression du chauffage est aussi évaluée avec une bonne précision.

Confrontation expérimentale : essai n°2

Le deuxième essai est complémentaire du premier sur plusieurs points :

- La puissance nominale des brûleurs est différente : 200kW contre 125kW précédemment.
- Le facteur d'air varie significativement au cours de l'essai.
- Le mode opératoire est plus complexe : la brame est introduite dans le four pour être réchauffée à environ 1100°C. Elle est ensuite défournée et se refroidie à l'air libre pendant que le four ré-atteint sa température de consigne. Lorsque la température de surface de la brame est redescendue à 500°C, celle-ci est ré-introduite dans le four, jusqu'à atteindre environ 1200°C.

Cet essai permet d'une part d'étendre le domaine de validité du modèle nodal (gamme de puissance), et d'autre part de prouver les capacités de celui-ci à prendre en charge les phénomènes instationnaires, que ce soit le déplacement de la charge ou le maintien d'une température de consigne à l'aide d'une régulation.

Bilan thermique. Le contrôle/commande est plus sollicité que pour l'essai n°1. Comme le montre la figure 3.70, l'évolution de la demande calorifique est similaire au premier essai durant la première phase (première introduction de la brame). La brame est ensuite sortie du four. Les brûleurs doivent uniquement compenser les pertes par les parois, la demande calorifique chute donc brusquement. Les actions proportionnelles et intégrales du régulateur PID amortissent l'effet de cette perturbation pour empêcher le système d'osciller. La régulation incluse dans le modèle reproduit qualitativement le même com-

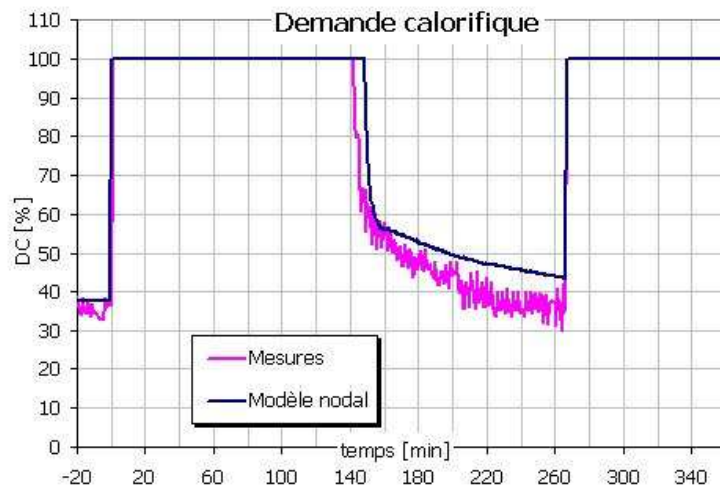


Figure 3.70 – Essai n°2 : comparaison du calcul de la demande calorifique avec les mesures.

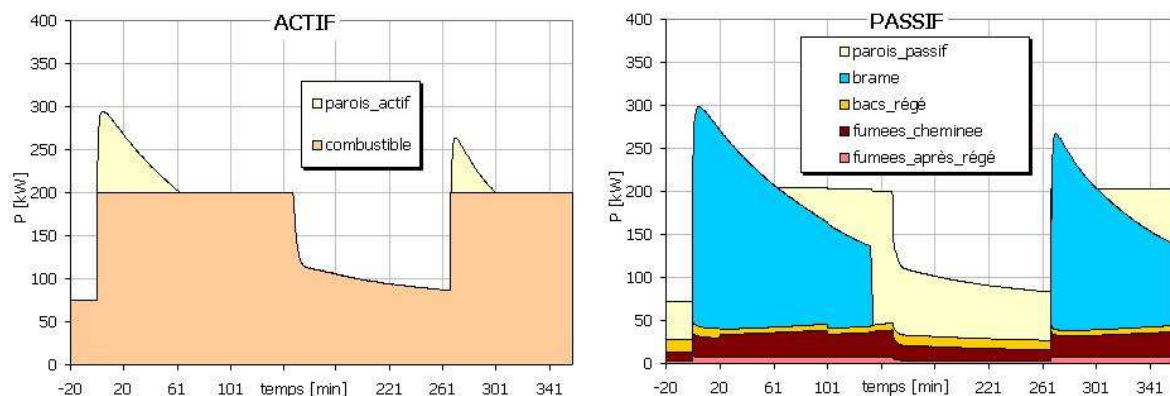


Figure 3.71 – Essai n°2 : bilan thermique calculé par le modèle nodal.

portement que celui observé en réalité. Les différences de quelques pour cents sont dues probablement aux hypothèses de représentation des parois et à la précision des propriétés thermophysiques. Quand la brame est ré-introduite dans le four, la demande calorifique sature à nouveau à 100% à cause de l'écart consigne – mesure.

En ce qui concerne le bilan thermique instantané, les observations sont similaires à l'essai n°1 : les parois passent à l'actif du bilan durant la première partie du chauffage de la brame, en raison du déstockage d'énergie. On peut noter que ce déstockage est logiquement moins important au deuxième enfournement, la brame étant déjà à haute température.

Le taux d'aspiration étant quasiment identique à celui de l'essai n°1, les pertes par les fumées sont semblables. L'évolution du rendement de combustion (cf. figure 3.72)

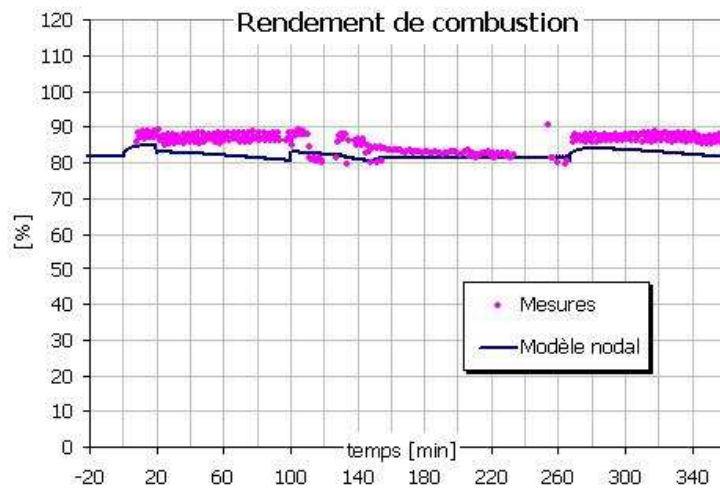


Figure 3.72 – Essai n°2 : comparaison du calcul du rendement de combustion avec les mesures.

confirme cette remarque. Il est pratiquement constant tout au long de l’essai, entre 80 et 90%. Il s’agit d’un avantage supplémentaire des brûleurs régénératifs : quelles que soient les conditions opératoires, le rendement reste très élevé. Le modèle nodal donne des résultats proches du rendement calculé à partir des mesures. On peut constater que la dispersion des mesures est importante, du fait des fortes variations des températures et des débits au cours d’un cycle du système régénératif.

Température des fluides. L’évolution des températures des fluides aux bornes des matrices régénératives est donnée sur la figure 3.73. Les mesures sont disponibles uniquement pour les périodes de chauffage de la brame, la durée de l’essai étant trop longue par rapport aux capacités de mémoire de la centrale d’acquisition. Deux phénomènes sont observables sur la température de préchauffage de l’air :

- A puissance nominale (pendant la chauffe), la température d’air augmente avec la température du four.
- Lorsque la brame est défournée, la température du four augmente pour atteindre la consigne (1300°C), alors que la température de préchauffage diminue. L’effet de la baisse du rendement du système régénératif avec la demande calorifique (cf. § 3.4.1) est donc clairement visible.

De même que pour l’essai n°1, les températures calculées sont en bonne adéquation avec les mesures, excepté lors des régimes transitoires.

Températures de l’enceinte et de la brame. La confrontation du modèle aux mesures de températures de parois est donnée sur la figure 3.74. Comparé à l’essai n°1, la

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

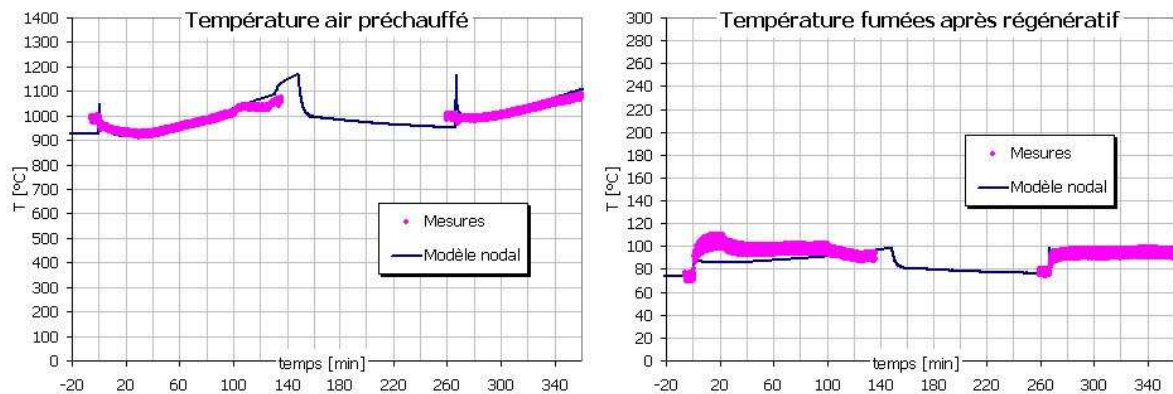


Figure 3.73 – Essai n°2 : comparaison du calcul des températures des fluides avec les mesures.

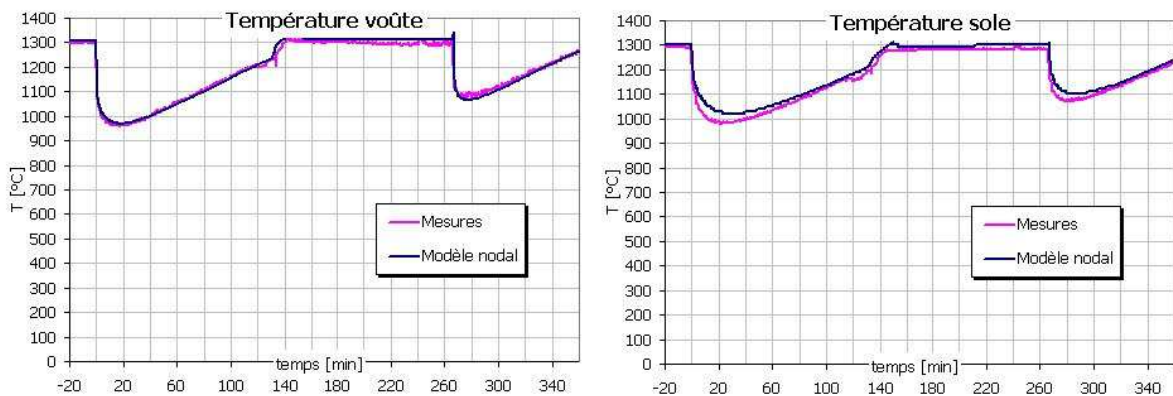


Figure 3.74 – Essai n°2 : comparaison du calcul des températures de parois avec les mesures.

température de l'enceinte ne chute pas aussi bas lors de l'introduction de la brome froide, grâce à l'augmentation de la puissance nominale des brûleurs. La température remonte également plus rapidement : elle atteint 1200°C en 120 minutes, contre 200 minutes pour l'essai n°1. A la deuxième introduction de la brome, la chute est encore inférieure, car la brome est enfournée chaude ($\approx 500^\circ\text{C}$).

Le modèle reproduit très bien ces phénomènes. L'écart entre calculs et mesures de la température de la voûte est en moyenne de 1% sur toute la durée de l'essai (cf. figure 3.77). La perturbation provoquée par le défournement de la brome est notamment bien reproduit par le calcul. Les écarts sur la température de la sole sont un peu plus significatifs, pour mêmes les raisons que celles invoquées pour l'essai n°1.

La figure 3.75 permet de comparer l'évolution des températures au sein de la brome. Les prédictions du modèle nodal sont là encore en bonne adéquation avec les mesures en

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

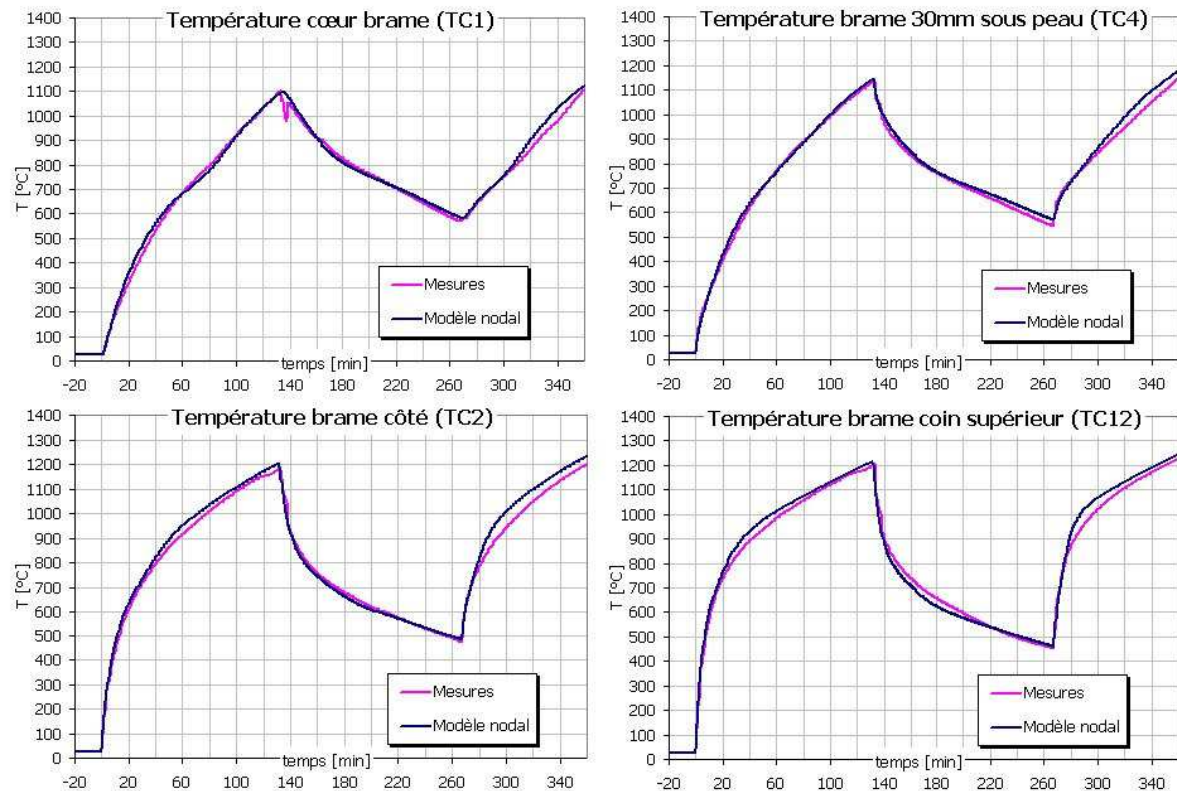


Figure 3.75 – Essai n°2 : comparaison du calcul des températures dans la brame avec les mesures.

ce qui concerne la première montée en température de la brame. Celle-ci est plus rapide que lors de l'essai n°1 à cause de la puissance des brûleurs : la brame atteint 1100°C à cœur en 132 minutes, contre 200 minutes avec une puissance de 125kW.

La décroissance de la température lorsque la brame est retirée du four est également fidèlement reproduite. La condition aux limites est alors très simple : chaque face de la brame échange avec une température ambiante fixe par une conductance radiative (le facteur de forme est égal à 1). La température de ré-introduction est en particulier correctement évaluée.

La seconde montée en température calculée par le modèle est moins fidèle aux mesures. Les courbes ne sont plus confondues comme lors de la première montée, et l'écart relatif est supérieur à 5% (ce qui reste une valeur raisonnable). Ceci peut s'expliquer à partir des observations faites lors de l'essai. Une couche de calamine (oxydation surfacique de l'acier) s'est formée durant le premier séjour de la brame dans le four, puis au contact de l'air ambiant pendant le refroidissement. Cette couche, initialement adhérente, a éclaté de manière désordonnée dans les premiers instants de la deuxième chauffe, en raison du choc thermique et des taux de dilatation différents entre la calamine et l'acier. Ces « copeaux » de calamine ont créé par endroit un écran au rayonnement, ainsi que des

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

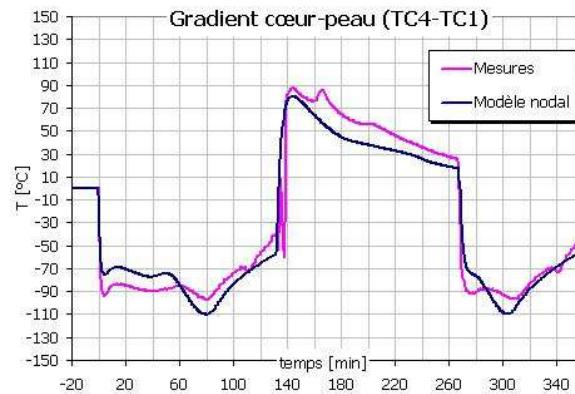


Figure 3.76 – Essai n°2 : comparaison du calcul du gradient cœur - peau de la brame avec les mesures.

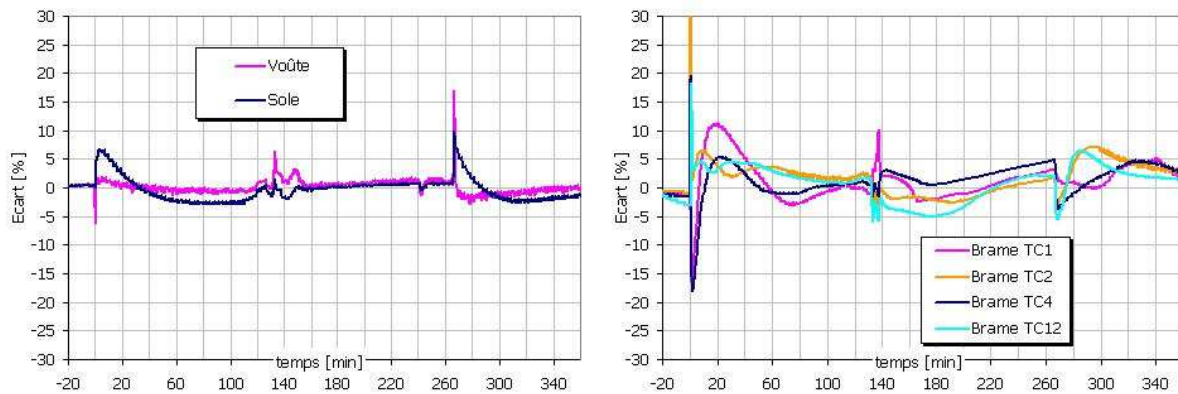


Figure 3.77 – Essai n°2 : écart relatif entre les calculs et les mesures de température de paroi et de brame.

résistances thermiques modifiant les transferts conductifs à la surface de la brame. Ce phénomène est sans doute à l'origine des différences observées.

L'écart moyen calculé sur la durée de l'essai est cependant égal à 2,5%, ce qui est une valeur très faible compte tenu des incertitudes sur les données d'entrée.

La figure 3.76 permet de comparer le gradient cœur – peau calculé et celui déduit des mesures. Les différences observées sont semblables à celles de l'essai n°1. On peut noter que le modèle nodal reproduit correctement l'amplitude des inversions du gradient lorsque la brame est défournée puis ré-introduite dans l'enceinte. La figure 3.77 confirme que les écarts avec les mesures sont faibles, puisqu'ils restent inférieurs à 5% durant la plus grande partie de l'essai.

De la même manière que pour l'essai n°1, le modèle nodal a été mis en œuvre avec

3.4. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NODAL

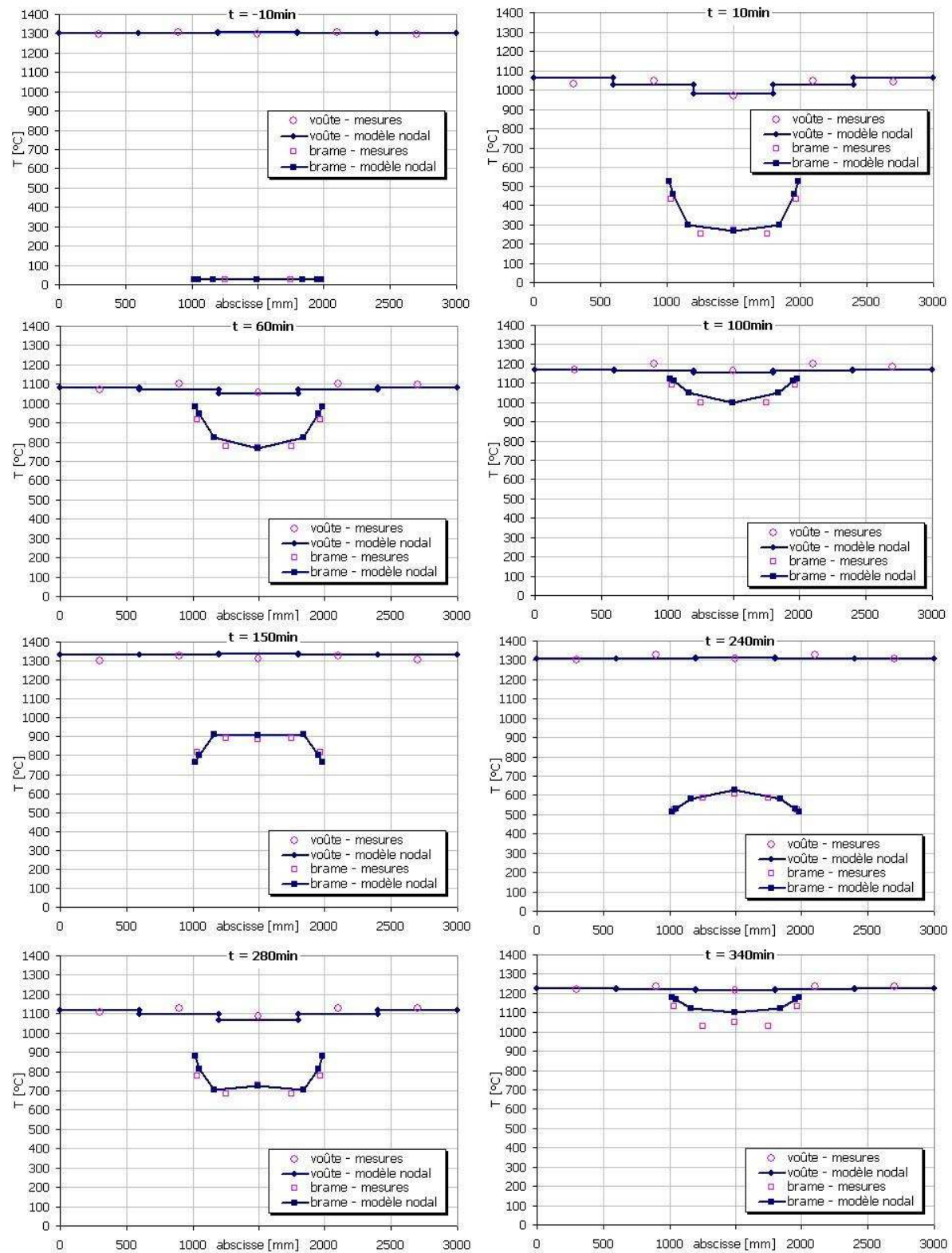


Figure 3.78 – Essai n°2 : comparaison du calcul de l'hétérogénéité thermique avec les mesures.

un niveau de discrétisation assez élevé (cf. figure 3.45 (b) et 3.49 (b)). Les comparaisons mettant en évidence les hétérogénéités thermiques sont disponibles sur la figure 3.78. Les temps sélectionnés pour les comparaisons permettent de visualiser toutes les phases de l'essai :

- La première montée en température de la brame initialement à température ambiante, créant un gradient de température important dans l'axe de la voûte ($t = -10$ minutes à $t = 100$ minutes).
- Le défournement de la brame puis son refroidissement à l'air ambiant ($t = 150$ minutes et $t = 240$ minutes).
- Enfin la deuxième période de chauffage, engendrant un gradient de température moins prononcé ($t = 280$ minutes et $t = 340$ minutes).

Les gradients calculés par le modèle reproduisent avec une bonne précision les mesures sur le four prototype, et ce pour toutes les phases de l'essai. On notera seulement un désaccord assez significatif lors de la deuxième montée en température de la brame, dont les raisons ont été évoquées au paragraphe précédent (effet de la calamine).

3.5 Synthèse et conclusions

Un modèle basé sur la méthode nodale a été développé pour étudier les phénomènes transitoires dans les fours équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme. Une méthodologie a été proposée pour représenter chaque élément du four par des composants simples (0D ou 1D), afin de construire un réseau nodal. L'adjonction de plusieurs composants 1D en parallèle permet d'obtenir des informations 3D (hétérogénéités de température en paroi et dans la charge). Les phénomènes physiques (rayonnement, conduction, convection, advection) sont inclus dans les interactions entre les composants du réseau par l'intermédiaire d'une conductance. En particulier, les transferts radiatifs sont résolus d'une manière similaire à la méthode des zones : des facteurs d'échange radiatifs sont calculés entre chaque paire de surfaces ou volumes constituant l'enceinte. Le logiciel MODRAY[®] a été utilisé pour calculer ces facteurs d'échange à partir de la géométrie 3D de l'enceinte. Le réseau a enfin été décrit et résolu sous l'environnement de modélisation THERMETTE[®]. Le modèle nodal 3D ainsi construit permet de simuler des régimes instationnaires, à savoir le déplacement de la charge et la réponse de la demande calorifique sous l'action d'une perturbation ou d'un changement de consigne. Outre le calcul en régime dynamique, ce type d'outil donne des informations complémentaires à celles fournies par la CFD : le bilan thermique instantané, incluant le système régénératif ; le rendement de combustion de l'installation dans des conditions de fonctionnement variables ; enfin les caractéristiques 3D du modèle nodal donnent accès à des indicateurs importants comme l'évolution des hétérogénéités thermiques dans la charge et dans l'enceinte.

Afin de valider expérimentalement cette approche, une campagne de mesures a été effectuée sur un four prototype équipé d'une paire de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme de 200kW. Le mode opératoire consiste à stabiliser le four à une certaine température et d'y introduire ensuite une brame d'acier à température ambiante. Ce dispositif à l'échelle semi-industrielle permet de reproduire les conditions de fonctionnement d'un four réel. L'instrumentation du four a bénéficié d'une attention particulière, afin de pouvoir calculer le bilan thermique instantané du four, et d'obtenir une cartographie relativement détaillée des températures dans le système (parois, charge, fluides).

Le four prototype a été modélisé selon l'approche nodale. Les hypothèses ont été choisies en fonction de la structure du four, notamment en ce qui concerne la représentation des parois. Les résultats de la modélisation par un outil CFD ont alimenté le modèle (géométrie et emplacement des termes sources de la combustion). Les caractéristiques du système régénératif (efficacité, rendement) ont été déduites des mesures sur le four.

Une étude de sensibilité a permis de dégager les paramètres importants du modèle, comme l'émissivité et les propriétés thermophysiques de la brame. L'émissivité des parois, les échanges convectifs et le mode de calcul des propriétés radiatives des fumées ont en revanche un impact moindre sur les résultats.

Les indicateurs choisis pour la confrontation expérimentale sont l'évolution de la

demande calorifique (conséquence de la régulation), le rendement de combustion, les températures des fluides aux frontières du système régénératif, et enfin les températures de surface de l'enceinte et les températures au sein de la brame. Pour les deux essais, les résultats des calculs se sont avérés très satisfaisants. Les écarts observés sont dans la majorité des cas inférieurs à 5%. On note des différences concernant les températures des fluides lors des transitoires rapides, dues à l'hypothèse contenue dans la représentation du système régénératif (inertie des matrices négligée). La température de la sole est également sur-évaluée, en raison de la simplicité de représentation de la zone inférieure du four. L'incertitude sur les propriétés thermophysiques de l'acier engendre des écarts parfois significatifs sur la température au cœur de la brame. Enfin, les phénomènes d'oxydation surfacique de l'acier (calamine) ne sont pas pris en compte dans le modèle, alors qu'ils ont une incidence sur la montée en température d'une brame introduite à chaud dans le four, d'où certains écarts observés.

Le bilan thermique et les gradients de température dans la charge peuvent néanmoins être obtenus avec une précision suffisante pour guider une démarche de conception de four. Les avantages des brûleurs régénératifs en terme de rendement et de souplesse de fonctionnement (rendement élevé quelques soient les conditions opératoires) ont été mis en évidence, confortant ainsi les observations expérimentales.

Conclusions et Perspectives

Nous avons dans cette thèse mis en place une stratégie de modélisation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés d'une technologie de brûleurs innovante, les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme. L'objectif de la modélisation est d'apprécier les avantages et les risques du transfert de cette technologie vers des applications industrielles. Il est nécessaire d'étudier le système sous plusieurs angles. Premièrement l'impact d'une géométrie de brûleurs (forme des injecteurs) sur les écoulements et sur le développement de la zone de combustion dans l'enceinte, afin d'identifier les éventuels points chauds dans la flamme, favorisant la production de NO_x . Un deuxième emploi de la modélisation concerne l'étude d'un four complet équipé de plusieurs brûleurs, afin d'analyser le champ aérodynamique et thermique dans l'enceinte. La qualité du produit final est en effet directement liée à la distribution des écoulements et de la chaleur. Enfin, le dernier aspect concerne le comportement du système en régime transitoire (plan de chargement hétérogène, évolution de la consigne, perturbations extérieures, etc.), pour évaluer le rendement global de l'installation sur un cycle réel de fonctionnement.

Même avec la croissance exponentielle des puissances de calcul, il est encore aujourd'hui illusoire de vouloir développer un modèle unique prenant en charge tous les aspects précités. Il est plus pertinent d'adapter la stratégie de modélisation aux résultats souhaités. La méthodologie a donc consisté à mettre en place des outils adéquats pour les trois grandes catégories d'utilisation, une confrontation expérimentale permettant de valider chaque classe de modèles.

La première approche permettant d'étudier finement les brûleurs à Oxydation sans Flamme est basée sur l'outil CFD. Ce type de modèle permet de résoudre les équations de l'aéro-thermo-chimie sur la géométrie 3D d'une enceinte préalablement discrétisée en éléments de volumes. Chaque phénomène physique (écoulements turbulents, transferts thermiques par rayonnement, combustion) est modélisé en utilisant certaines hypothèses. Ces modèles dits de fermeture ont dans un premier temps été sélectionnés à partir d'une étude des travaux effectués dans ce domaine et de l'utilisation de cas de référence. Des mesures effectuées dans une flamme issue du brûleur NFK HRS par la Direction de la Recherche de Gaz de France (mesures de vitesse, espèces chimiques, température) ont ensuite été exploitées, pour valider et choisir définitivement les modèles de fermeture les plus adéquats pour représenter les brûleurs à Oxydation sans Flamme : le modèle $k - \varepsilon$ standard en ce qui concerne la turbulence, le modèle DO-FVM pour le rayonnement,

adjoint au modèle Gaz Gris pour le calcul des propriétés radiatives des fumées, et le modèle EBU à 1 ou 2 réactions globales pour la combustion turbulente, en utilisant les coefficients empiriques préconisés par Peters et Weber. Ces modèles standard souffrent cependant de certaines limitations (prédiction des écoulements avec zone de recirculation), et d'un manque d'universalité (empirisme du modèle de combustion). Une voie d'amélioration au cours des prochaines années sera sans doute l'utilisation du modèle de turbulence LES (modélisation des grandes échelles de la turbulence) et de modèles de combustion basés sur la cinétique chimique (par exemple le modèle de flamelettes). Les performances de la combustion basée sur le principe de l'Oxydation sans Flamme ont cependant été mises en évidence, notamment le fait que le champ de température est relativement homogène dans la zone de combustion, ce qui explique les faibles émissions de NO_x offertes par cette technologie.

Le modèle CFD détaillé requiert des temps de calcul trop importants pour l'appliquer à une enceinte de combustion multi-brûleurs. Une méthodologie de simplification a donc été mise en place, pour conserver les informations fournies par la CFD (champ aérodynamique et thermique), tout en conservant des temps de calcul acceptables. La représentation des brûleurs a dans un premier temps été simplifiée : remplacement des injecteurs de combustible et de comburant par un jet unique d'un fluide ayant la composition des fumées après combustion complète, et remplacement du terme source calculé initialement par le modèle de combustion par un volume de géométrie simple dans lequel le terme source est uniformément réparti. La géométrie est donc simplifiée et le nombre d'équations à résoudre réduit. Cette approche a été validée sur un cas test par rapport aux résultats du modèle CFD détaillé. Enfin, une étude sur la finesse du maillage a permis d'optimiser le ratio précision sur temps de calcul (réduit à quelques minutes). Les pistes d'amélioration de ce modèle CFD simplifié est premièrement de se doter d'une méthodologie permettant d'accéder directement aux caractéristiques du jet équivalent et aux dimensions du terme source sans avoir à réaliser au préalable le calcul détaillé. Des lois d'échelle pour passer facilement d'une puissance de brûleur à une autre sont également à établir. Enfin, la convergence des calculs sur des écoulements complexes sans direction préférentielle (cas fréquent dans les installations multi-brûleurs) doit être étudiée.

Les régimes transitoires sont enfin essentiels à l'analyse des performances de la technologie. Un four de réchauffage est effectivement constamment sollicité : changement du plan de chargement, de la température de défournement des produits, arrêt puis reprise de la production, etc. L'approche CFD, même si l'on adopte les hypothèses de simplification précédentes, demanderait des jours, voir des semaines de calcul pour traiter ces cas. Une méthode alternative a donc été développée, basée sur l'approche nodale. Celle-ci consiste à représenter les éléments du système (parois, brûleurs, charge) sous la forme d'un réseau de composants 0D (volumes de température uniforme) ou 1D (branches). Les phénomènes physiques sont inclus dans les échanges entre les composants du réseau, par l'intermédiaire d'une conductance radiative, de convection ou de transfert de masse. La conservation d'énergie sur chaque nœud du réseau permet de résoudre le système d'équations non-linéaire ainsi créé. Le solveur THERMETTE[®] développé par le Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris a servi de support pour la description et la résolution du

modèle nodal. Les parois sont représentées par des branches 1D et la charge par plusieurs branches échangeant par conduction (représentation 3D avec des éléments 1D). Les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme sont représentés par un nœud symbolisant le préchauffage du comburant et un volume de température uniforme dans lequel le terme source de la combustion est dégagé (ses dimensions sont obtenues à l'aide de l'étude CFD précédente). Une régulation du système est également incluse dans le modèle. Les facteurs d'échange radiatifs sont calculés grâce au logiciel MODRAY[®], développé également par le Centre d'Energétique et récemment adapté aux milieux semi-transparents. Une campagne d'essais à l'échelle semi-industrielle a été mise en œuvre pour valider ce modèle nodal. Un four prototype équipé de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme NFK HRS a été dimensionné et instrumenté de manière à obtenir le bilan thermique instantané et les gradients thermiques dans l'enceinte. Le fonctionnement rappelle celui d'un four de réchauffage réel, avec des régimes transitoires. Après une étude de sensibilité pour dégager les paramètres incertains influençant les résultats (comme l'émissivité et les propriétés thermophysiques de la brame d'acier), les calculs ont été confrontés aux mesures sur le four prototype. Les capacités de ce modèle ont été validées en terme de prédiction du bilan thermique (rendement), de l'action de la régulation face aux perturbations, des températures dans l'enceinte et dans le produit. Même si certaines hypothèses incluses dans le modèle détériorent les résultats (négligence de l'inertie du système régénératif, découpage de la zone inférieure de l'enceinte), les écarts avec les mesures sont généralement inférieurs à 5%. Ce modèle nodal est très prometteur pour la modélisation des fours de réchauffage sidérurgiques. Il doit néanmoins évoluer sur plusieurs points : une méthode systématique de découpage de l'enceinte en zones et de répartition des débits de fluide doit être développée. Enfin, une méthodologie pour calculer la loi d'évolution des facteurs d'échange radiatif lors du déplacement des produits a été évoquée dans ce mémoire, mais doit être approfondie pour devenir performante et fiable.

Les travaux effectués au cours de cette thèse ont permis de développer une méthodologie complète d'étude des équipements thermiques équipés de brûleurs à gaz. Les avantages offerts par les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme ont été mis en évidence. Un dernier effort reste à fournir pour modéliser les fours continus en régime instationnaire. Il sera alors possible de rechercher de nouvelles pistes pour la conception et l'optimisation du fonctionnement de ces fours, tant du point de vue de la réduction des polluants atmosphériques que de l'amélioration de la qualité du chauffage.

Annexe A

Conversion des unités d'émissions de NO_x

Le tableau ci-dessous donne les équivalences pour différentes unités d'émission des oxydes d'azote NO_x [28].

	<i>ppm</i>	<i>mg/Nm³</i>	<i>mg/kWh(PCI)</i>	<i>mg/MJ(PCI)</i>
1 <i>ppm</i>	1	2,05	1,76	0,49
1 <i>mg/Nm³</i>	0,49	1	0,86	0,24
1 <i>mg/kWh(PCI)</i>	0,57	1,17	1	0,28
1 <i>mg/MJ(PCI)</i>	2,05	4,2	3,6	1

Avec :

- ppm* : parties par millions (en volume),
- mg/Nm³* : milligrammes par mètre cube normal de produits de combustions secs,
- mg/kWh(PCI)* : milligrammes par kilowattheure rapporté au PCI,
- mg/MJ(PCI)* : milligrammes par mégajoule rapporté au PCI.

Si les produits de combustion ont une teneur en oxygène de $(Y_{O_2})_2$, connaissant C_1^1 , taux d'oxydes d'azote à la teneur $(Y_{O_2})_1$, on montre que le taux d'oxydes d'azote C_2 à la teneur $(Y_{O_2})_2$ s'obtient par la formule :

$$C_2 = C_1 \frac{0,21 - (Y_{O_2})_2}{0,21 - (Y_{O_2})_1}$$

¹ C_1 exprimé en *ppm* ou *mg/Nm³*.

Annexe B

Calcul de l'interaction entre jets

Hypothèses. La zone d'écoulement étudiée est située entre le brûleur et une distance marquant la fin de la zone de mélange des jets. Cette zone est assez éloignée des parois latérales pour que les effets de confinement soient négligés. Une seconde approximation consiste à considérer que le fluide ambiant est stagnant. Cette hypothèse est acceptable car la vitesse des produits de combustion en aval de la zone de réaction est typiquement beaucoup plus faible que la vitesse initiale des jets.

Equations du jet turbulent isolé. Les relations utiles pour l'analyse sont :

a- L'entraînement du fluide ambiant par le jet [9] :

$$\frac{d\dot{m}_e}{dx} = C_e \sqrt{\frac{\pi \rho_\infty G_0}{4}} \quad (\text{B.1})$$

Avec :

- \dot{m}_e : débit massique entraîné par le jet,
- C_e : constante empirique égale à 0,32.
- ρ_∞ : masse volumique du milieu extérieur au jet,
- G_0 : impulsion initiale du jet.

b- Le rayon du jet :

Le rayon du jet est souvent défini en fonction d'un point caractéristique sur le profil radial des vitesses axiales du jet. Par exemple ce point peut être pris à l'endroit où la vitesse est égale à la moitié de la vitesse maximale (vitesse sur l'axe), ou bien à $V = 1/e = 0,3679$ fois la vitesse maximale. Dans notre cas, il est préférable de définir le rayon effectif du jet par :

$$\pi B^2 = 2\pi \int_0^\infty \bar{\delta} r dr \quad (\text{B.2})$$

Avec $\bar{\delta}$ la probabilité pour que le point (x, y, z) soit à l'intérieur du jet turbulent (facteur d'intermittence). Le taux d'expansion radiale du jet est alors :

$$\frac{dB}{dx} = C_s \quad (\text{B.3})$$

Grandmaison et al. [61] donnent la valeur de $C_s = 0,194$. Le rayon effectif du jet se calcul donc par :

$$B(x) = 0,194(x - x_0) \quad (\text{B.4})$$

x_0 étant l'origine virtuelle du jet.

Equations de deux jets d'impulsion différentes. Une étude physique de l'interaction entre deux jets d'impulsion différentes a été réalisée par Grandmaison et al. [61]. La figure 2.4 montre la configuration étudiée. Le jet 2 (jet de comburant) modifie la trajectoire du jet 1 (jet de combustible). Le point de confluence (x_c, y_c) des deux jets est défini comme l'endroit où la trajectoire du jet 1 coupe le rayon du jet 2 défini précédemment.

A partir de l'application des lois simples des jets, les auteurs ont trouvé une expression de la trajectoire du jet 1, et l'ont validé expérimentalement. En définissant :

- $\xi = x/d_{12}$
- $\eta = y/d_{12}$
- $(\xi, \eta) = (\xi_m, \eta_m)$ à $d\eta/d\xi = 0$

L'expression de la trajectoire du jet 1 est :

$$\xi = \int_1^\eta f^{-1} \cos \theta d\eta \quad (\text{B.5})$$

pour $\xi < \xi_m$, et

$$\xi = 2\xi_m - \int_1^\eta f^{-1} \cos \theta d\eta \quad (\text{B.6})$$

pour $\xi > \xi_m$.

f est donnée par :

$$f = \sqrt{\left[1 - C_e^2 \frac{\ln \eta}{16(G_1/G_2)^{0,5}}\right]^4 - \cos^2 \theta} \quad (\text{B.7})$$

Dans le cas particulier où $\theta = 0$, l'expression de la trajectoire devient :

$$\xi = - \int_1^\eta \left[\sqrt{\left(1 - C_e^2 \frac{\ln \eta}{16(G_1/G_2)^{0,5}}\right)^4 - 1} \right]^{-1} d\eta \quad (\text{B.8})$$

Le débit de fluide ambiant entraîné par le jet est quant à lui donné par [61] :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{1,o} \frac{C_e}{\cos \theta} \frac{d_{12}}{D_{1e}} \int_0^\xi \left(1 - \frac{C_e \ln \eta}{16(G_1/G_2)^{0,5}}\right)^3 d\xi \quad (\text{B.9})$$

Avec D_{1e} le diamètre équivalent de l'injecteur 1 :

$$D_{1e} = D_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_\infty}\right)^{1/2} \quad (\text{B.10})$$

Annexe C

Calcul des chaleurs massiques des espèces chimiques

Ces lois sont adaptées aux calculs incluant des phénomènes de combustion car elles permettent de prendre en compte les phénomènes de dissociation des espèces à haute température (phénomène endothermique). Les chaleurs massiques sont calculées par :

$$C_p = \sum_{i=0}^N a_i T^i \quad (\text{C.1})$$

T est en Kelvin, N dépend de l'espèce chimique. Le tableau C tiré de [127] donne les coefficients a_i pour les espèces communes.

Tableau C.1 – Chaleur massique des espèces chimiques communes [$J.kg^{-1}.K^{-1}$].

	CO_2	CO	CH_4
a_0	$5,35446 \cdot 10^2$	$1,04669 \cdot 10^3$	$2,00500 \cdot 10^3$
a_1	$6,39334 \cdot 10^{-1}$	$-7,84203 \cdot 10^{-2}$	$-3,40714 \cdot 10^{-1}$
a_2	$-1,82259 \cdot 10^{-4}$	$1,79968 \cdot 10^{-4}$	$2,36196 \cdot 10^{-3}$
a_3	$-5,95560 \cdot 10^{-8}$	$-7,52653 \cdot 10^{-8}$	$-1,17842 \cdot 10^{-6}$
a_4	$3,78408 \cdot 10^{-11}$	$1,01010 \cdot 10^{-11}$	$1,70263 \cdot 10^{-10}$
	N_2	O_2	H_2O
a_0	$1,02705 \cdot 10^3$	$8,76317 \cdot 10^2$	$1,93780 \cdot 10^3$
a_1	$1,08091 \cdot 10^{-2}$	$6,14140 \cdot 10^{-2}$	$-5,90386 \cdot 10^{-1}$
a_2	$4,95459 \cdot 10^{-5}$	$1,86101 \cdot 10^{-4}$	$1,21452 \cdot 10^{-3}$
a_3	$-1,12105 \cdot 10^{-8}$	$-3,00618 \cdot 10^{-7}$	$-7,15819 \cdot 10^{-7}$
a_4		$2,29482 \cdot 10^{-10}$	$1,51916 \cdot 10^{-10}$
a_5		$-8,53962 \cdot 10^{-14}$	
a_6		$1,22371 \cdot 10^{-17}$	

Annexe D

Confrontation des résultats du modèle CFD détaillé aux mesures effectuées dans la flamme



Figure D.1 – Confrontation des profils de vitesse dans l'enceinte ; hypothèse de régime établi pour la condition initiale.

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES EFFECTUÉES DANS LA FLAMME



Figure D.2 – Confrontation des profils de vitesse dans l’enceinte; hypothèse du profil plat pour la condition initiale.



Figure D.3 – Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures d’ O_2 .



Figure D.4 – Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de CO_2 .

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES EFFECTUÉES DANS LA FLAMME

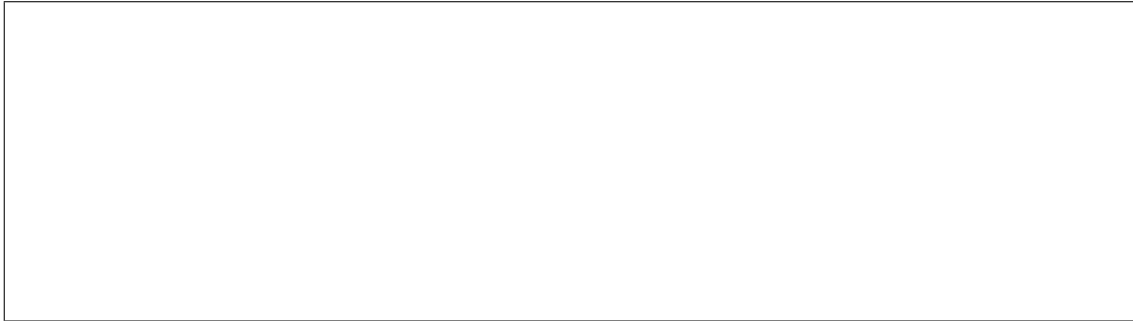


Figure D.5 – Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de CO .



Figure D.6 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures d' O_2 .



Figure D.7 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures de CO_2 .

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES EFFECTUÉES DANS LA FLAMME



Figure D.8 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures d' O_2 .

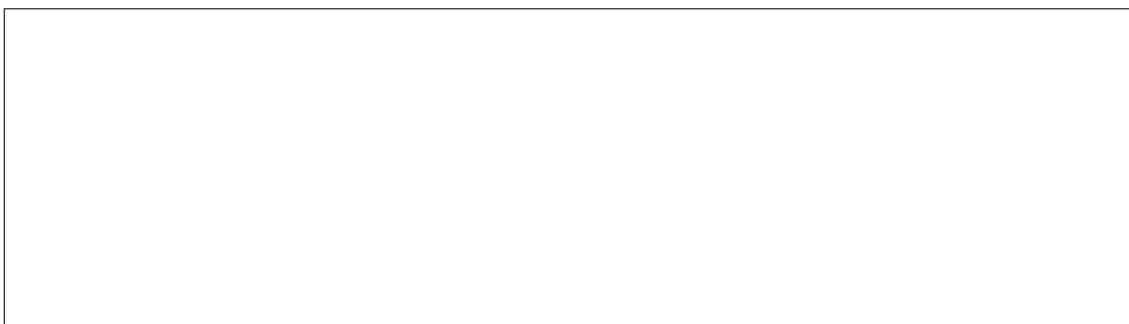


Figure D.9 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures de CO_2 .



Figure D.10 – Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures d' O_2 .

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES EFFECTUÉES DANS LA FLAMME



Figure D.11 – Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de CO_2 .

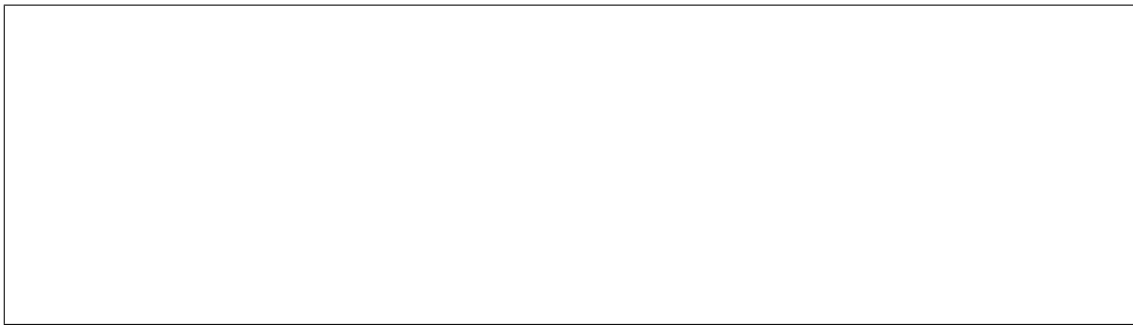


Figure D.12 – Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de CO .

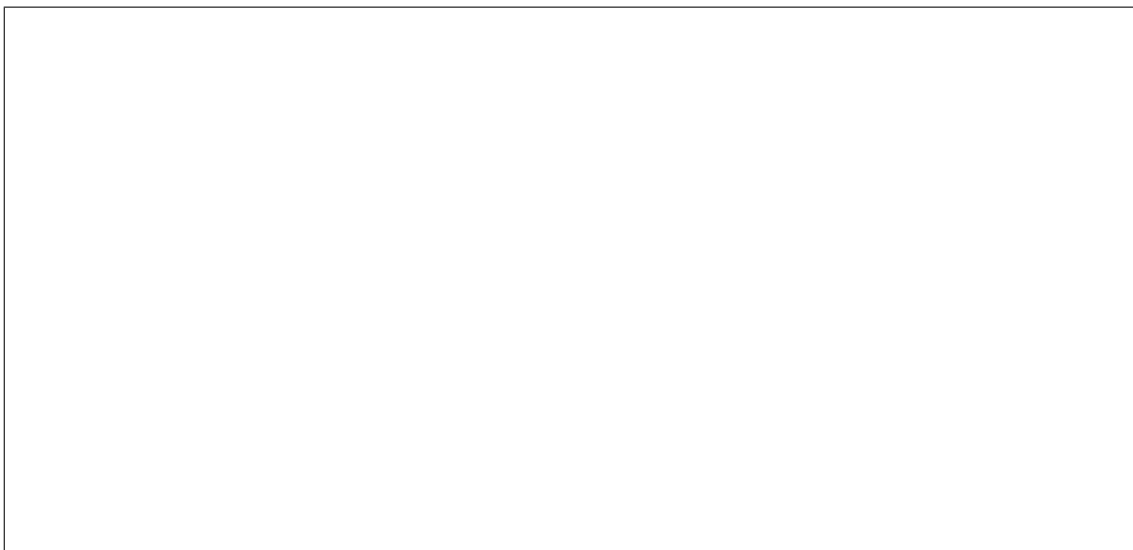


Figure D.13 – Confrontation des résultats du modèle PDF β aux mesures de température.

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES EFFECTUÉES DANS LA FLAMME



Figure D.14 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Magnussen) aux mesures de température.

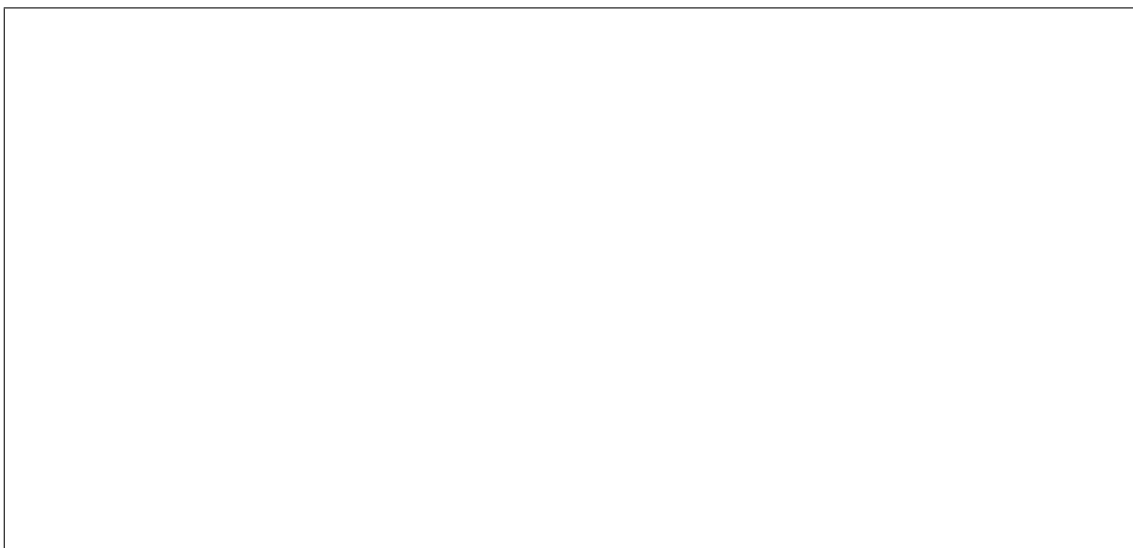


Figure D.15 – Confrontation des résultats du modèle EBU 1 réaction (coeff. Peters) aux mesures de température.

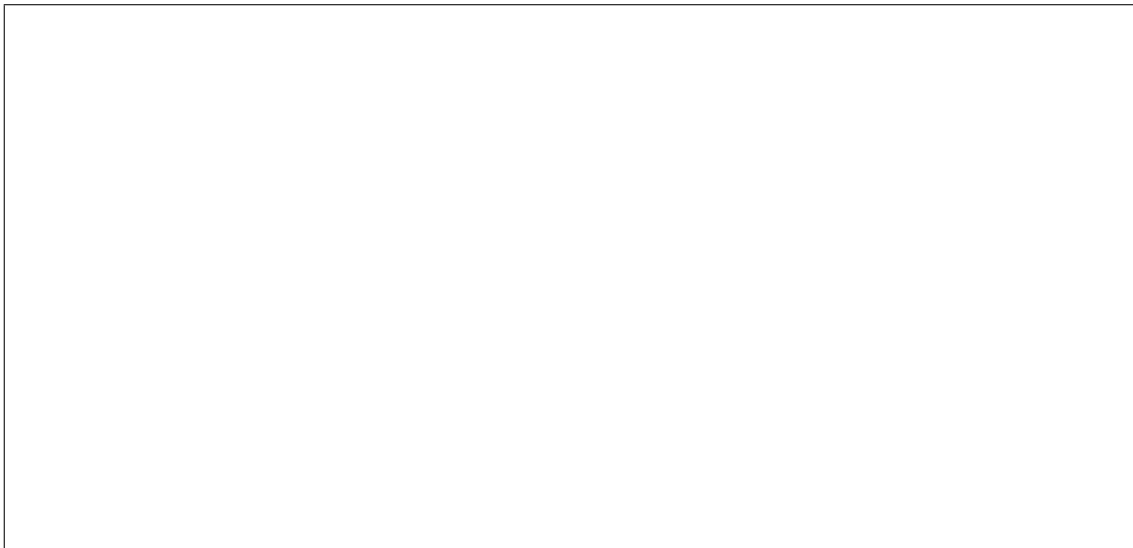


Figure D.16 – Confrontation des résultats du modèle EBU 2 réactions (coeff. Peters) aux mesures de température.

D. CONFRONTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE CFD DÉTAILLÉ AUX MESURES
EFFECTUÉES DANS LA FLAMME

Annexe E

Interface utilisateur développée pour le modèle nodal



Figure E.1 – Interface utilisateur du modèle nodal : écran principal.

E. INTERFACE UTILISATEUR DÉVELOPPÉE POUR LE MODÈLE NODAL

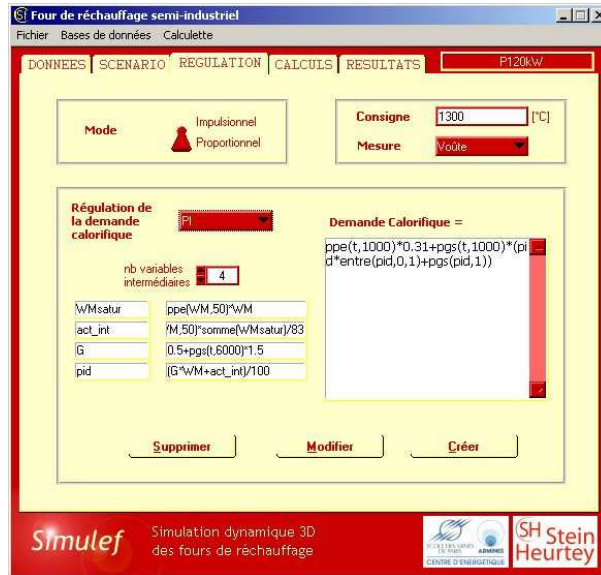


Figure E.2 – Interface utilisateur du modèle nodal : gestion de la régulation.

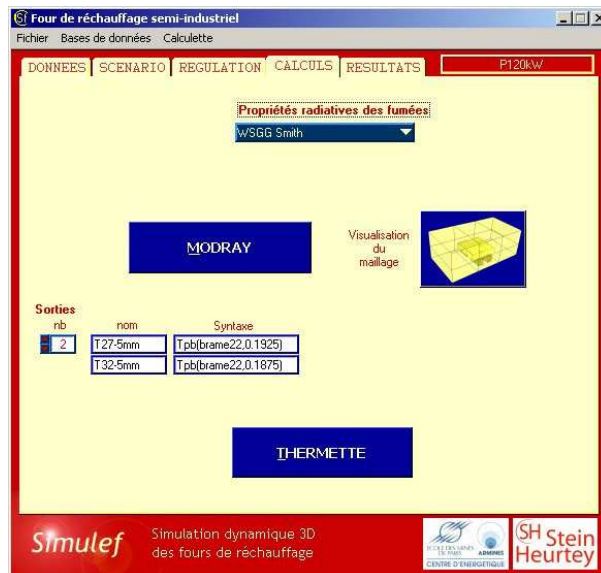


Figure E.3 – Interface utilisateur du modèle nodal : gestion des calculs.

E. INTERFACE UTILISATEUR DÉVELOPPÉE POUR LE MODÈLE NODAL

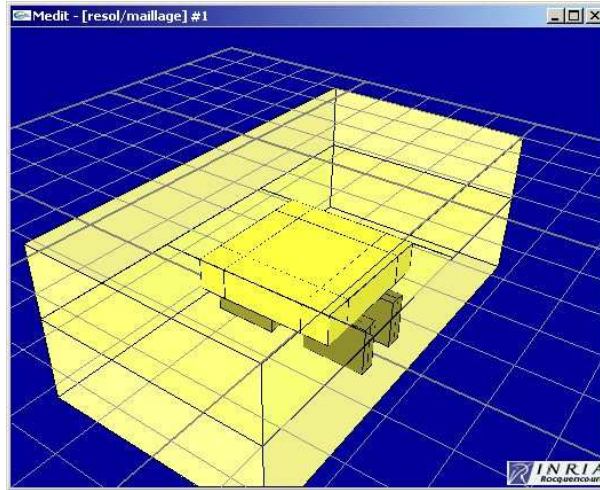


Figure E.4 – Visualisation du maillage sous Medit [51] pour le calcul des échanges radiatifs.

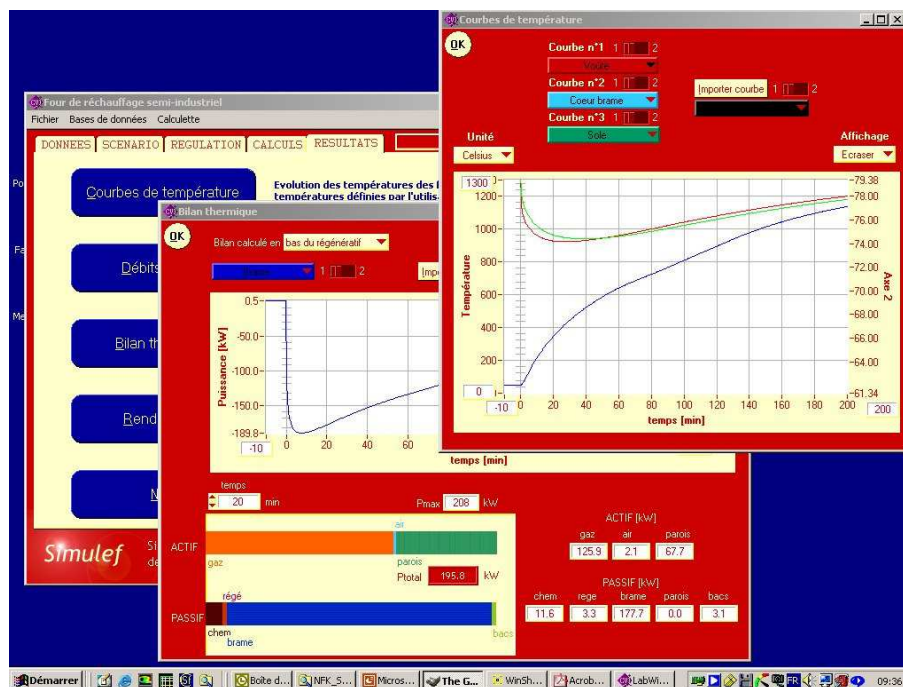


Figure E.5 – Interface utilisateur du modèle nodal : post-traitement des simulations.

Annexe F

Composition des parois du four prototype

Tableau F.1 – Composition de la sole (de l'intérieur vers l'extérieur du four)

		Brique dense 60% Al_2O_3	Brique classe 26	Brique classe 23	Brique diatomite
Epaisseur	[mm]	115	65	115	115
Chaleur massique	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	≈ 1500	≈ 700	≈ 700	≈ 700
Masse volumique	[$kg.m^{-3}$]	2270	720	650	620
Conductivité	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]				
	T [$^{\circ}C$]				
	20	1,666	0,189	0,148	0,141
	200	1,686	0,220	0,171	0,150
	400	1,710	0,253	0,199	0,170
	500	1,724	0,270	0,213	0,184
	600	1,738	0,286	0,229	0,200
	800	1,768	0,317	0,263	0,240
	1000	1,801	0,347	0,299	0,290
	1200	1,837	0,377	0,338	0,338

Tableau F.2 – Composition des parois latérales (de l'intérieur vers l'extérieur du four)

		Maxlane Prismo-Block*	Fiberfrax Durablanket*
Epaisseur	[mm]	300	25 compacté à 15
Chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1035**	1035**
Masse volumique	[kg.m ⁻³]	210	128
Conductivité	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]		
	T [C]		
	600	0,13	0,12
	800	0,16	0,19
	1000	0,21	0,27
	1200	0,26	0,36

* Données UNIFRAX

** à 1000°C

Tableau F.3 – Composition de la voûte

		Maxlane Prismo-Block*
Epaisseur	[mm]	300
Chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1035**
Masse volumique	[kg.m ⁻³]	210
Conductivité	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	
	T [C]	
	600	0,13
	800	0,16
	1000	0,21
	1200	0,26

* Données UNIFRAX

** à 1000°C

Annexe G

Caractéristiques thermophysiques de l'acier BISRA n°1

Les caractéristiques thermophysiques sont données sous la forme de polynômes en fonction de la température en Kelvin :

$$\varphi = \sum_{i=0}^N a_i T^i \quad \forall T \in [T_1, T_2] \quad (\text{G.1})$$

φ désigne la masse volumique, la chaleur massique ou la conductivité thermique. Les coefficients a_i ainsi que les intervalles $[T_1, T_2]$ de validité des polynômes sont données dans les tableaux ci-après.

Tableau G.1 – Masse volumique de l'acier BISRA n°1 [$kg.m^{-3}$].

$\forall T$	
a_0	7876

* La dilatation thermique est négligée.

Tableau G.2 – Chaleur massique de l'acier BISRA n°1 [$J.kg^{-1}.K^{-1}$].

$T < 273$ a_0	$4,82 \cdot 10^2$
$T \in [273, 923]$ a_0 a_1 a_2 a_3	$4,4626 \cdot 10^2$ $1,6297 \cdot 10^{-1}$ $-2,8842 \cdot 10^{-4}$ $6,1394 \cdot 10^{-7}$
$T \in [923, 1073]$ a_0 a_1 a_2	$-2,9048 \cdot 10^4$ $6,0193 \cdot 10^1$ $-3,0140 \cdot 10^{-2}$
$T \in [1073, 1223]$ a_0 a_1 a_2 a_3	$-9,1091 \cdot 10^4$ $2,3533 \cdot 10^2$ $-1,9956 \cdot 10^{-1}$ $5,6000 \cdot 10^{-5}$
$T > 1223$ a_0	$6,698 \cdot 10^2$

Tableau G.3 – Conductivité thermique de l'acier BISRA n°1 [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

$T < 273$ a_0	$6,541 \cdot 10^1$
$T \in [273, 1123]$ a_0 a_1 a_2	$8,0209 \cdot 10^1$ $-5,6692 \cdot 10^{-2}$ $9,0834 \cdot 10^{-6}$
$T \in [1123, 1623]$ a_0 a_1 a_2 a_3	$2,3370 \cdot 10^2$ $-4,5630 \cdot 10^{-1}$ $3,2979 \cdot 10^{-4}$ $-7,7413 \cdot 10^{-8}$
$T > 1623$ a_0	$3,088 \cdot 10^1$

Annexe H

Calcul du bilan thermique à partir des données expérimentales

Le bilan thermique instantané a été calculé comme suit :

- Puissance apportée par le gaz naturel :

$$P_{\text{gaz}} = \dot{m}_{\text{gaz}} PCI_{\text{gaz}} \quad (\text{H.1})$$

- Puissance absorbée par la brame :

$$P_{\text{brame}} = \frac{dh_{\text{brame}}}{dt} \quad (\text{H.2})$$

L'enthalpie de la brame h_{brame} est calculée par :

$$h_{\text{brame}} = \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{moy}}} C_{p_{\text{acier}}} dT \quad (\text{H.3})$$

T_{moy} est la température moyenne de la brame obtenue en pondérant chaque mesure de température par la masse d'acier qu'elles représentent.

- Puissance évacuée dans les fumées :

$$P_{\text{fumées}} = P_{\text{rege}} + P_{\text{chem}} = \dot{m}_{\text{rege}} \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{rege}}} C_{p_{\text{fumées}}} dT + \dot{m}_{\text{chem}} \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{chem}}} C_{p_{\text{fumées}}} dT \quad (\text{H.4})$$

- Puissance évacuée ou apportée par les parois :

Même s'il est possible d'évaluer le flux traversant les parois à partir des mesures de température en leur sein, l'incertitude est telle qu'il est préférable de les calculer par :

$$P_{\text{parois}} = P_{\text{gaz}} - P_{\text{brame}} - P_{\text{fumées}} \quad (\text{H.5})$$

afin d'équilibrer le bilan thermique.

H. CALCUL DU BILAN THERMIQUE À PARTIR DES DONNÉES EXPÉRIMENTALES

Annexe I

Calcul de la température de paroi par méthode inverse

Le procédé de mesure par méthode inverse est un procédé indirect. Il consiste à placer des capteurs au sein du milieu, dans la couche subsurfacique et le plus près de la surface possible. La température T_S de la surface est obtenue par extrapolation. Cette extrapolation est délicate pour plusieurs raisons :

- Elle est très sensible aux erreurs sur la position des capteurs et sur la mesure des températures.
- elle suppose que les propriétés thermophysiques du matériau soient bien connues.
- Enfin, en régime transitoire, le signal thermique en surface est à la fois déphasé et amorti au sein du milieu. Il est donc illusoire de vouloir reconstituer des variations de température trop rapides (cette fréquence minimale est déterminée par la distance du premier capteur de la surface et par la diffusivité du matériau).

Deux mesures de température sont nécessaires pour appliquer la méthode inverse. Ces deux capteurs sont situés à des profondeurs différentes sous la surface de la paroi. Ils séparent la paroi en deux zones, une zone directe et une zone inverse (cf. figure I.1). L'espace et le temps sont discrétisés pour permettre la résolution numérique du problème.

Le flux de chaleur doit être monodimensionnel pour la réussite de la méthode. L'algorithme de calcul suit chronologiquement les étapes suivantes :

- Filtrage des mesures.
- Interpolation linéaire des mesures aux pas de temps définis pour le calcul.
- Résolution du champ de température dans la zone directe.
- Résolution du champ de température dans la zone inverse, obtention de l'évolution de la température de surface.

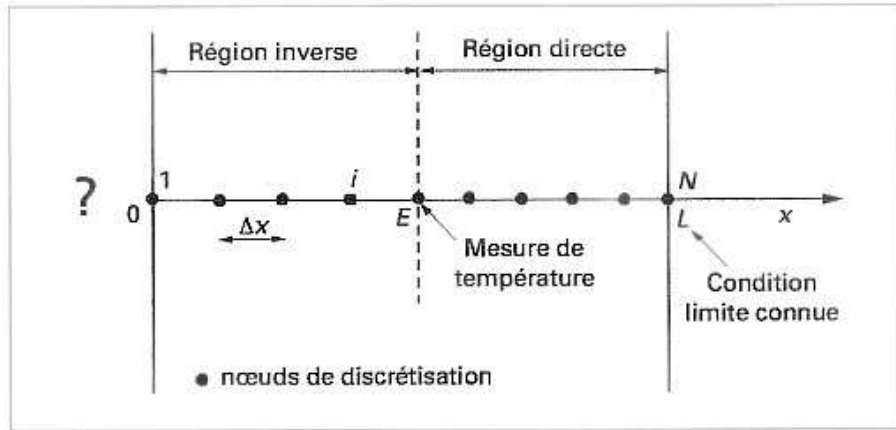


Figure I.1 – Séparation du domaine en 2 régions de calcul.

Filtrage des mesures. Un filtre carré est appliqué aux données. Soit Y un jeu de mesures et y^n la $n^{ième}$ mesure. Le nouveau jeu de données Z obtenu par ce filtre est calculé par :

$$z^n = \sum_{i=-K}^K a \cdot y^{n+i} \quad , \quad a = \frac{1}{2K+1} \quad (\text{I.1})$$

L'utilisateur spécifie la demi-largeur K de ce filtre.

Calcul dans la zone directe. La condition initiale doit être connue : le régime est supposé établi pour le premier pas de temps du calcul. Le champ initial est donc calculé en posant l'hypothèse d'égalité des flux dans toute l'épaisseur de la paroi. Plusieurs méthodes de différences finies sont ensuite possibles pour résoudre l'évolution du champ de température en fonction des deux conditions aux limites (mesures des thermocouples).

La figure I.2 montre des exemples de molécules de calcul. Le schéma de Crank-Nicolson a été choisi pour sa robustesse. L'équation de diffusion de la chaleur est discrétisée selon ce schéma afin d'obtenir une relation implicite. Le système obtenu est une matrice tri-diagonale. La résolution de ce système donne le champ de température au temps $n+1$ à partir du champ au temps n .

Calcul dans la zone inverse. Il existe de nombreuses techniques de résolution du champ de température dans la zone inverse. On peut se référer aux ouvrages de référence [7], [67]. Dans la pratique, la méthode importe peu puisque l'on a pu constater que toutes les méthodes inverses qui comportent un paramètre de stabilisation ajustable donnent des

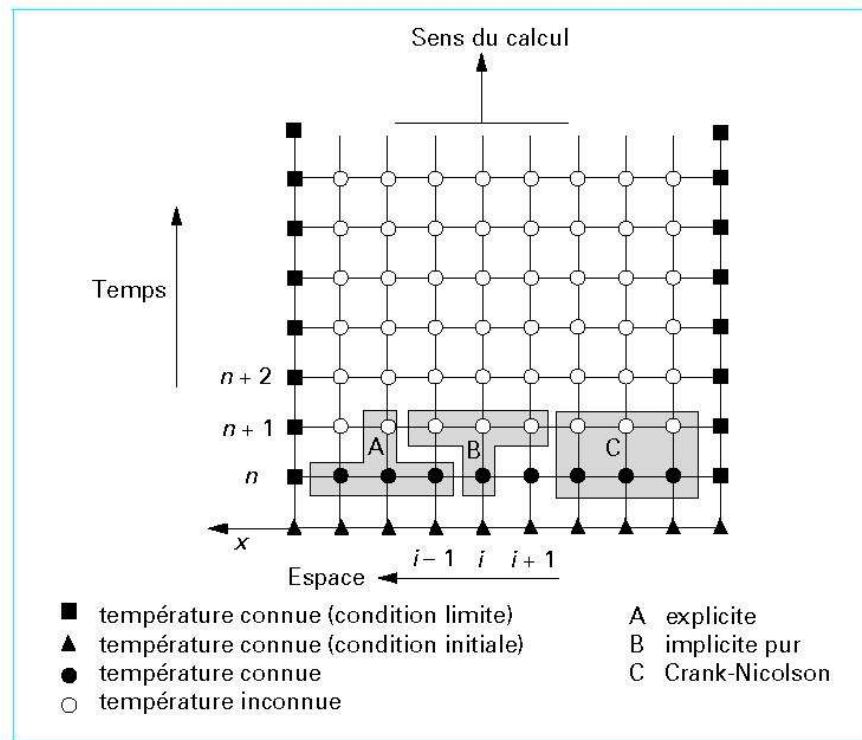


Figure I.2 – Molécules de calcul des températures dans la région directe.

résultats similaires. La méthode dite de « retour vers la surface » a été choisie ici, pour sa simplicité de mise en œuvre et sa rapidité de calcul [137].

Elle consiste à discrétiser une nouvelle fois l'équation de la chaleur. Mais cette fois une relation explicite est obtenue, permettant de calculer les températures inconnues à partir des températures connues.

Contrairement au problème direct où l'on calcule à chaque pas de temps les températures dans tout le domaine, on calcule ici à chaque pas d'espace les températures pour tous les pas de temps. On remonte ainsi dans l'espace jusqu'à la surface. La figure I.3 donne des exemples de molécules de calcul dans la zone inverse. La molécule C développée par Raynaud et Bransier [137] a été choisie :

Soit $T_i^n = T(x_i, t^n)$ la température au noeud de discrétisation i à l'instant $n\Delta t$. De même, soient :

- c_i^n la chaleur spécifique du matériau,
- $\lambda_{i-1/2}^n$ et $\lambda_{i+1/2}^n$ les conductivités évaluées aux températures $\frac{T_{i-1}+T_i}{2}$ et $\frac{T_{i+1}+T_i}{2}$.

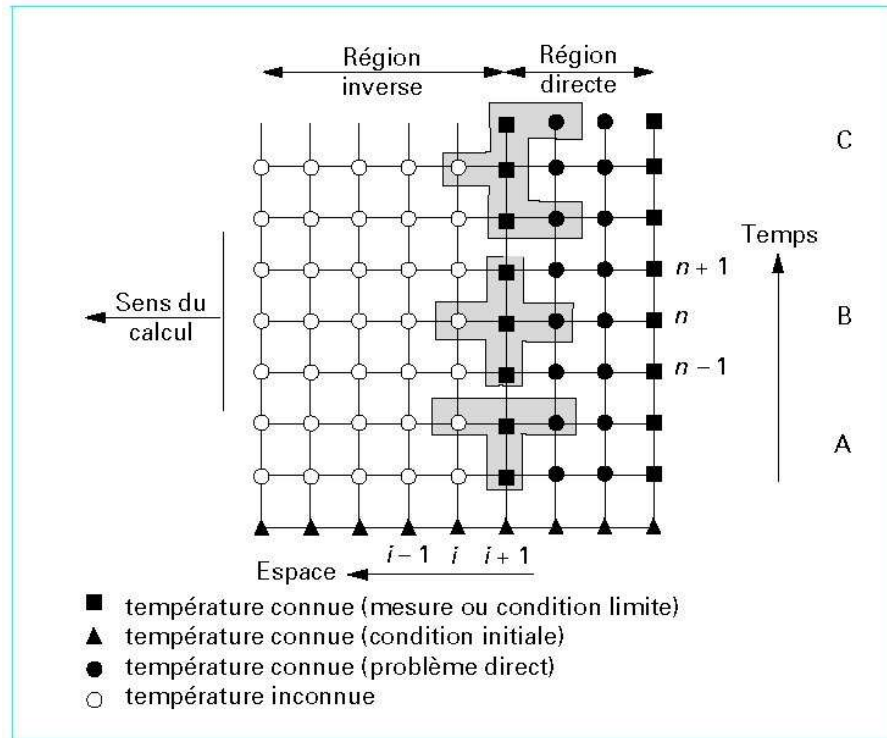


Figure I.3 – Molécules de calcul des températures dans la zone inverse.

La relation permettant de calculer les températures dans la région inverse est :

$$\begin{aligned}
 T_{i-1}^n = & \frac{1}{2} \left[\frac{\lambda_{i+1/2}^{n-1}}{\lambda_{i-1/2}^n} - \frac{\rho c_i^n \Delta x^2}{\lambda_{i-1/2}^n \Delta t} \right] T_i^{n-1} + T_i^n + \frac{1}{2} \left[\frac{\lambda_{i+1/2}^{n+1}}{\lambda_{i-1/2}^n} + \frac{\rho c_i^n \Delta x^2}{\lambda_{i-1/2}^n \Delta t} \right] T_i^{n+1} \\
 & - \frac{1}{2} \left[\frac{\lambda_{i+1/2}^{n-1}}{\lambda_{i-1/2}^n} \right] T_{i+1}^{n-1} - \frac{1}{2} \left[\frac{\lambda_{i+1/2}^{n+1}}{\lambda_{i-1/2}^n} \right] T_{i+1}^{n+1}
 \end{aligned} \tag{I.2}$$

Bibliographie

- [1] **B.R.ADAMS, P.J.SMITH**
« Three-dimensional discrete ordinates modelling of radiative transfer in industrial-scale furnaces », Developments in radiative heat transfer, ASME/HTD, 1992, vol. 203, pp. 137-144.
- [2] **F.AMMOURI, C.CHAMPINOT, W.BECHARA, E.DJADVAN, M.TILL, B.MARIE**
« Influence of oxy-firing on radiation transfer to the glass melt in an industrial furnace : importance of spectral radiation model », Glastech. Ber. Glass Sci. Technol., 1997, vol. 70, n°7, pp. 201-206.
- [3] **J.P.BARDON, B.CASSAGNE**
« Température de surface, mesure par contact », Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et contrôle, 1981, n°R2730.
- [4] **C.E.BAUKAL Jr.**
« Heat Transfer in Industrial Combustion », CRC Press LLC, 2000, 545 p.
- [5] **C.E.BAUKAL Jr., V.Y.GERSHTEIN, X.LI**
« Computational Fluid Dynamics in Industrial Combustion », CRC Press, 2001, 630 p.
- [6] **D.E.BEASLEY, J.A.CLARK**
« Transient response of a packed bed for thermal energy storage », Int. J. Heat Mass Transfer, 1984, vol. 27, n°9, pp. 1659-1669.
- [7] **J.V.BECK, B.BLACKWELL, C.ST.CLAIR**
« Inverse heat conduction, ill-posed problems », Wiley interscience, New york, 1985, 308 p.
- [8] **H.B.BECKER**
« A mathematical solution for gas-to-surface radiative exchange area for rectangular parallelepiped enclosure containing a gray medium », ASME J. Heat Transfer, 1977, vol. 99, pp. 203-207.
- [9] **J.M.BEER, N.A.CHIGIER**
« Combustion Aerodynamics », Fuel and Energy Science Monographs, éd. Applied Science Ltd, London, 1972, 264 p.

- [10] **J.M.BLANCO, J.M.SALA**
« Improvement of the efficiency and working conditions for reheating furnaces through computational fluid dynamics », *Industrial Heating*, mai 1999, pp. 63-67.
- [11] **U.BOLLETTINI, M.MANCINI, S.ORSINO, R.WEBER**
« Simulation of natural gas combustion in high temperature air for an industrial burner », 4th Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, Rome, 2001.
- [12] **A.BONTEMPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER, R.VIDIL**
« Echangeurs de chaleur. Définitions et architecture générale », *Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique*, 1994, n°B2340.
- [13] **R.BORGHI, M.CHAMPION**
« Modélisation et théorie des Flammes », éd. Technip, Paris, 2000, 402 p.
- [14] **J.BOUSSINESQ**
« Théorie de l'écoulement tourbillant », *Mem. Pres. Acad. Sci.* XXIII, 1877, vol. 46, Paris.
- [15] **T.BOURGEOIS, R.T.BUI, A.CHARETTE, Y.KOCAEFE**
« Simulating the combustion chamber of an aluminium casting furnace », AIME'88 annual meeting, Phoenix, Arizona, 1988.
- [16] **J-F.BOURGEOIS**
« Automatisation et régulation des équipements thermiques », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique*, 1995, n°BE9590.
- [17] **E.A.BRIZUELA, R.W.BILGER**
« On the Eddy Break-Up Coefficient », *Combustion and Flame*, 1996, vol. 104, pp. 208-212.
- [18] **W.CAI**
« Développement et applications de modèles d'échanges radiatifs par suivi de rayons », Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 1992, 176 p.
- [19] **S.CANDEL, D.THEVENIN, N.DARABIHA, D.VEYNANTE**
« Progress in numerical combustion », *Combustion Science & Tech.*, 1999.
- [20] **M.G.CARVALHO, T.FARIAS, P.FONTES**
« Predicting radiative heat transfer in absorbing, emitting and scattering media using the discrete transfer method », *Fundamentals and Applications of Radiation Heat Transfer, ASME/HTD*, 1991, vol. 160, pp. 17-26.
- [21] **M.G.CARVALHO, T.FARIAS, P.FONTES**
« Multidimensional modeling of radiative heat transfer in scattering media », *ASME J. Heat Transfer*, 1993, vol. 115, n°2, pp. 486-489.
- [22] **M.G.CARVALHO, T.L.FARIAS**
« Modelling of heat transfer in radiating and combusting systems », *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, 1998, vol. 76, Part A, pp. 175-184.
- [23] **K.S.CHAPMAN, S.RAMADHYANI, R.VISKANTA**
« Modeling and analysis of heat transfer in a direct-fired batch reheating furnace »,

BIBLIOGRAPHIE

- Heat Transfer Phenomena in Radiation, Combustion and Fires, HTD-vol. 106, pp. 265-274, 1989.
- [24] **K.S.CHAPMAN, S.RAMADHYANI, R.VISKANTA**
« Modeling and parametric studies of heat transfer in a direct-fired continuous reheating furnace », Metallurgical transactions, 1991, Part B, vol. 22, pp. 513-521.
- [25] **P.J.COELHO, J.M.GONCALVES, M.G.CARVALHO, D.N.TRIVIC**
« Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles », Int. J. Heat Mass transfer, 1998, vol. 41, pp. 745-756.
- [26] **P.J.COELHO, N.PETERS**
« Numerical simulation of a MILD combustion burner », Combustion and Flame, 2001, vol. 124, pp. 503-518.
- [27] **P.J.COELHO**
« Numerical simulation of radiative heat transfer from non-gray gases in three-dimensional enclosures », J. Quant. Spec. & Radiative Transfer, 2002, vol. 74, n°3, pp. 307-328.
- [28] « Combustibles gazeux et principes de la combustion », Gaz de France, BT104, éd. 1993.
- [29] **S.C.CORREIA, J.WARD, J.A.SOUSA**
« Numerical prediction of the transient operation of a gas-fired reheating furnace », ASME Combustion, Fire, and Computational Modeling of Industrial Combustion System, 2000, HTD-vol. 367, pp. 87-94.
- [30] **S.C.CORREIA, J.WARD, J.A.SOUSA**
« Application of multi-zone two-dimensional thermal radiation models for control of a metal reheating furnace under transient conditions », 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg, Germany, 2000, vol. 1, pp. 599-604.
- [31] **S.C.CORREIA, N.FRICKER, J.WARD, R.DUDILL, K.SHEPHERD**
« The application of modelling techniques to the design and assessment of flameless combustion systems on high temperature furnaces », 4th Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, Rome, 2001.
- [32] **S.C.CORREIA, J.WARD, J.A.SOUSA**
« The application of a range of zone models to predict the thermal behaviour of a continuously operated metal reheating furnace », 6th European Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, Portugal, 2-5 avril 2002.
- [33] **P.S.CUMBER, M.FAIRWEATHER, H.S.LEDIN**
« Application of wide band radiation models to non-homogeneous combustion systems », Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, vol. 41, n°11, pp. 1573-1584.
- [34] **M.DE JOANNON, A.SAPONARO, A.CAVALIÈRE**
« Zero-dimensional analysis of diluted oxidation of methane in rich conditions », 28th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, 2000, pp. 1639-1646.
- [35] **O.DELABROY, G.LE GOUEFFLEC, C.LEBRUN, A.BARBOTIN, R.CERVI**
-

- « Réduction des NO_x en four de réchauffage par oxycombustion », Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine Industrielle, Paris, 21-22 mars 2001.
- [36] **M.K.DENISON, B.W.WEBB**
« A spectral line-based weighted-sum-of-gray-gases model for arbitrary RTE solvers », ASME J. Heat Transfer, 1993, vol. 115, pp. 1004-1012.
- [37] **M.K.DENISON, B.W.WEBB**
« The spectral line-based weighted-sum-of-gray-gases model in nonisothermal non-homogeneous media », ASME J. Heat Transfer, 1995, vol. 117, pp. 359-365.
- [38] **M.K.DENISON, B.W.WEBB**
« The spectral line weighted-sum-of-gray-gases model for H_2O/CO_2 mixtures », ASME J. Heat Transfer, 1995, vol. 117, pp. 788-792.
- [39] **M.P.DUDUKOVIC, P.A.RAMACHANDRAN**
« Quick design and evaluation of heat regenerators », Chemical Engineering, juin 1985, pp. 63-72.
- [40] **D.K.EDWARDS, A.BALAKRISHNAN**
« Thermal radiation by combustion gases », Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, vol. 16, pp. 25-40.
- [41] **D.K.EDWARDS**
« Molecular gas band radiation », Advances in Heat Transfer, 1976, vol. 12, pp. 115-193.
- [42] **D.K.EDWARDS**
« The plating algorithm for radiation script-F transfer factor », ASME J. Heat Transfer, 1986, vol. 108, n°2, pp. 237-238.
- [43] **N.EL WAKIL**
« Etude de transferts de chaleur par conduction, convection et rayonnement couplés dans des milieux semi-transparents fluides ou poreux », Thèse de Doctorat, INSA Lyon, 1991.
- [44] **A.F.EMERY, O.JOHANSSON, A.ABROUS**
« Radiation heat transfer shapefactors for combustion systems », Fundamentals and applications of radiation heat transfer, 1987, HTD-vol. 72, pp. 119-126.
- [45] Eurotherm Seminar n° 53, Mons, Belgique, Septembre 1997.
- [46] **J.T.FARMER, J.R.HOWELL**
« Monte-Carlo solution of radiative heat transfer in a three-dimensional enclosure with an anisotropically scattering, spectrally dependent, inhomogeneous medium », Developments in radiative heat transfer, 1992, ASME/HTD, vol. 203, pp. 301-309.
- [47] **W.A.FIVELAND**
« Three-dimensional radiative heat transfer solutions by the discrete-ordinates method », Fundamentals and Applications of Radiation Heat Transfer, 1987, ASME/HTD, vol. 72, pp. 9-18.

- [48] **M.FLAMME, J.HAEP, H.KREMER**
« NO_x reduction potential for high temperature processes of up to 1600°C », Documents du Congrès International de la Recherche Gazière, Cannes, 6-9 novembre 1995, pp. 376-383.
- [49] **B.A.FLECK, A.SOBIESIAK, H.A.BECKER**
« Experimental and numerical investigation of the novel low NO_x CGRI burner », Combust. Sci. and Tech., 2000, vol. 161, pp. 89-112.
- [50] « Fluent 6.0 User's Guide », Fluent incorporated, 2002.
- [51] **P.J. FREY**
« MEDIT. An interactive mesh visualization software », Rapport technique INRIA n°0253, Thème 4, 2001, 41 p.
Disponible sur <http://www-rocq1.inria.fr/gamma/medit/>
- [52] **S.FU, P.G.HUANG, B.E.LAUNDER, M.A.LESCHZINER**
« A comparison of algebraic and differential second-moment closures for axisymmetric turbulent shear flows with and without swirl », ASME Journal of Fluids Engineering, 1988, vol. 110, pp. 216-221.
- [53] **T.FUJIMORI, Y.HAMANO, J.SATO**
« Radiative heat loss and NO_x emission of turbulent jet flames in preheated air up to 1230K », 28th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, 2000, pp. 455-461.
- [54] **M.GAZDALLAH, J.HENRIETTE, Y.DELPATURE**
« Modelling of a slab reheating furnace retrofitted with regenerative burners », 6th European Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, Portugal, 2-5 avril 2002.
- [55] **M.GAZDALLAH, J.HENRIETTE**
« Application de la méthode des transferts discrets à la simulation numérique des fours de réchauffage de brames », Modélisation du Rayonnement et Simulation Numérique des Fours, Journée SFT, Paris, 15 mai 2002.
- [56] **V.GNIELINSKI**
« Equation for the calculation of heat and mass transfer during flow through stationary spherical packing at moderate and high Peclet numbers », Int. Chem. Eng., 1981, vol. 3, pp. 378-382.
- [57] **R.M.GOODY, Y.L.YUNG**
« Atmospheric radiation », 2nd Ed., Oxford, United Kingdom, 1989.
- [58] **R.M.GOODY, R.WEST, L.CHEN, D.CHRISP**
« The correlated-k method for radiation calculations in non-homogeneous atmospheres », J. Quant. Spect. & Rad. Transfer, 1989, vol. 42, pp. 539-550.
- [59] **V.GOUTIERE, F.LIU, A.CHARRETTE**
« An assessment of real-gas modelling in 2D enclosures », J. Quant. Spect. & Rad. Transfer, 2000, vol. 64, pp. 299-326.
- [60] **J.M.GOYHENECHÉ, J.F.SACADURA**
« The zone method : a new explicit matrix relation to calculate the total exchange areas in anisotropically scattering medium bounded by anisotropically reflecting walls », ASME J. Heat Transfer, 2002, vol. 124, n° 4, pp. 696-703.

- [61] **E.W.GRANDMAISON, I.YIMER, H.A.BECKER, A.SOBIESIAK**
« The strong-jet/weak-jet problem and aerodynamic modeling of the CGRI burner », *Combustion and Flame*, 1998, vol. 114, pp. 381-396.
- [62] **Groupement Français de Combustion (section française du Combustion Institute)**
« Les mots de la combustion », disponible sur :
<http://www.irphe.univ-mrs.fr/GFC/dictionnaire.html>
- [63] **A.K.GUPTA**
« Highly Preheated Air Combustion and Future Scope », *Proceedings of the Forum on High Performance Industrial Furnace and Boiler*, 8-9 mars 1999.
- [64] **F.HAGHIGHAT, L.YIN, A.C.MEGRI**
« Development and validation of a zonal model : POMA », *Building and environment*, 2001, vol. 36, n°9, pp. 1039-1047.
- [65] **T.HASEGAWA**
« Environmentally-compatible regenerative combustion heating system », *2nd International Seminar on High Temperature Combustion in Industrial Furnaces*, Stockholm, Sweden, 17-18 janvier 2000.
- [66] **R.R.HAYES, S.BRWESTER, B.W.WEBB, M.Q.McQUAY, A.M.HUBER**
« Crown incident radiant heat flux measurements in an industrial, regenerative, gas-fired, flat-glass furnace », *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2001, vol. 24, pp. 35-46.
- [67] **E.HENSEL**
« Inverse theory and applications for engineers. », Prentice Hall, New Jersey, 1991, 321 p.
- [68] **H.C.HOTTEL, E.S.COHEN**
« Radiant heat exchange in a gas-filled enclosure : allowance for non-uniformity of gas temperature », *AIChE Journal*, 1958, vol. 4, n° 1, pp. 3-14.
- [69] **H.C.HOTTEL**
« Radiative Transfer », McGraw-Hill, New York, 1967, 520 p.
- [70] **J.R.HOWELL, M.PERLMUTTER**
« Monte Carlo solution of thermal transfer through radiant media between gray walls », *ASME Journal of Heat Transfer*, 1964, vol. 86, pp. 116.
- [71] **J.R.HOWELL**
« Thermal radiation in participating media : the past, the present, and some possible futures », *ASME Journal of Heat Transfer*, 1988, vol. 110, pp. 1220-1229.
- [72] *Modern Applications for Regenerative Combustion with Minimum Environmental Impact – IFRF TOTeM23 – IJmuiden*, The Netherlands, 24 février 2003.
- [73] **F.P.INCROPERA, D.P.DEWITT**
« Fundamentals of heat and mass transfer », 4th Ed., John Wiley & Sons, 1996, p.492-505.

- [74] **T.ISHIGURO, S.TSUGE, T.FURUHATA, K.KITAGAWA, N.ARAI, T.HASEGAWA, R.TANAKA, A.K.GUPTA**
« Homogenization and stabilization during combustion of hydrocarbons with preheated air », 27th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, pp. 3205-3213, 1998.
- [75] **T.ISHII, C.ZHANG, S.SUGIYAMA**
« Numerical simulations of highly preheated air combustion in an industrial furnace », ASME Journal of Energy Resources Technology, 1998, vol. 120, pp. 276-284.
- [76] **M.ISHIZUKA**
« Application of the thermal network method to the transient thermal analysis of multichip modules », Heat Transfer, Jpn. Res., 1997, vol. 26, n°8, pp. 541-553.
- [77] **L.JARRY, T.LEGIRET, K.MULDERINK**
« La combustion pulsée : optimisation des performances en oxy-combustion », Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine Industrielle, Paris, 21-22 mars 2001.
- [78] **T.R.JOHNSON, J.M.BEER**
« Radiative heat transfer in furnaces - further development of the zone method of analysis », 14th Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1972, pp. 639-649.
- [79] **W.P.JONES, B.E.LAUNDER**
« The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence », Int. J. Heat Mass Transfer, 1972, vol. 15, pp. 301-314.
- [80] **M.KATSUKI, T.HASEGAWA**
« The science and technology of combustion in highly preheated air », 27th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, 1998, pp. 3135-3146.
- [81] **E.P.KERAMIDA, H.H.LIAKOS, M.A.FOUNTI, A.G.BOUDOUVIS, N.C.MARKATOS**
« Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces », Int. J. Heat Mass Transfer, 2000, vol. 43, pp. 1801-1809.
- [82] **K.EL KHOURY**
« Calcul des facteurs de formes », Rapport interne, Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris, 1985.
- [83] **T.K.KIM, J.A.MENART, H.S.LEE**
« Nongray radiative gas analyses using the S-N Discrete Ordinates method », ASME J. Heat Transfer, 1991, vol. 113, pp. 946-952.
- [84] **N.LALLEMANT, R.WEBER**
« A computationally efficient procedure for calculating gas radiative properties using the exponential wide band model », Int. J. Heat Mass Transfer, 1996, vol. 39, n°15, pp. 3273-3286.
- [85] **M.E.LARSEN, J.R.HOWELL**
« The exchange factor method : an alternative basis for zonal analysis of radiating enclosures », ASME J. Heat Transfer, 1985, vol. 107, pp. 936-942.

- [86] **M.E.LARSEN, J.R.HOWELL**
« Least-square smoothing of direct-exchange areas in zonal analysis », ASME J. Heat Transfer, 1986, vol. 108, pp. 239-242.
- [87] **B.E.LAUNDER, D.B.SPALDING**
« The numerical computation of turbulent flows », Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, vol. 3, n°2, pp. 269-289.
- [88] **V.I.LEBEDEV, V.A.SOLOKOV**
« Study of the convection component of complex heat exchange in a model of a direct-heating furnace. », Glass and Ceramics, 1976, vol. 33, pp. 352-354.
- [89] **B.LECKNER**
« The spectral and total emissivity of carbon dioxide », Combustion and Flame, 1971, vol. 17, pp. 37-44.
- [90] **B.LECKNER**
« Spectral and total emissivity of water vapour and carbon dioxide », Combustion and Flame, 1972, vol. 19, pp. 33-48.
- [91] **Y.LEE, S-Y.HAHN, S.K.KAUH**
« Thermal analysis of induction motor with forced cooling channels », IEEE transactions on magnetics, 2000, vol. 36, n°4, pp. 1398-1402.
- [92] **V.G.LISIENKO, G.K.MALIKOV, Y.K.MALIKOV**
« Zone-node method for calculating radiant gas flows in complex geometry ducts », Numerical Heat Transfer, 1992, Part. B, vol. 22, pp. 1-24.
- [93] **F.LIU, O.L.GULDER, G.J.SMALLWOOD**
« Three-dimensional non-grey gas radiative transfer analyses using the statistical narrow-band model », Revue Générale de Thermique, 1998, vol.37, pp. 759-768.
- [94] **F.LIU, H.A.BECKER, Y.BINDAR**
« A comparative study of radiative heat transfer modelling in gas-fired furnaces using the simple grey gas and the weighted-sum-of-grey-gases models », Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, vol. 41, n°22, pp. 3357-3371.
- [95] **F.LIU, G.J.SMALLWOOD, O.L.GULDER**
« Application of the statistical narrow-band correlated-k method to low resolution spectral intensity and radiative heat transfer calculations - effect of the quadrature scheme », Int. J. Heat Mass Transfer, 2000, vol. 43, pp. 3119-3135.
- [96] **F.LIU, G.J.SMALLWOOD, O.L.GULDER**
« Application of the statistical narrow-band correlated-k method to non-grey gas radiation in $CO_2 - H_2O$ mixtures approximate treatment of overlapping bands », J. Quant. Spect. & Rad. Transfer, 2001, vol. 68, pp. 401-417.
- [97] **M.S.LIU, C.K.CHOI, C.W.LEUNG**
« Startup analysis of oil-fired furnace : the smoothing Monte-Carlo model approach », Heat and Mass transfer, 2001, vol. 37, n°4-5, pp. 449-457.
- [98] **F.C.LOCKWOOD, N.G.SHAH**
« A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures », 18th Symp. (Int) on Combustion, The Combustion Institute, 1981, pp. 1405-1414.

BIBLIOGRAPHIE

- [99] **R.L.LOEHRKE, J.S.DOLAGHAN, P.J.BURNS**
« Smoothing Monte Carlo exchange factors », ASME J. Heat Transfer, 1995, vol. 117, pp. 524-526.
- [100] **D.B.LUDWIG, W.MALKMUS, J.E.REARDON, J.A.L.THOMSON**
« Handbook of infrared radiation from combustion gases », NASA SP3080, 1973.
- [101] **B.F.MAGNUSSEN, B.H.HJERTAGER**
« On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion », 16th Symposium (Int) on Combustion, The Combustion Institute, 1977, pp. 719-729.
- [102] **L.MANIN, D.PLAY**
« Thermal behavior of power gearing transmission, numerical prediction, and influence of design parameters », ASME Journal of Tribology, 1999, vol. 121, pp. 693-702.
- [103] **M.MANCINI, R.WEBER, U.BOLLETTINI**
« Mathematical models development for design of HTAC systems », 4th Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, Rome, 2001.
- [104] **O.MARIN, R.O.BUCKIUS**
« Wideband correlated-k method applied to absorbing, emitting, and scattering media », J. Thermophys. Heat Transfer, 1996, vol. 10, pp. 364-371.
- [105] **T.MARTIN**
« Regenerative ceramic burner technology and utilization », Ind. Heating, 1988, vol. 55, n°4, pp. 12-15.
- [106] **G.H.MARTIN, W.NASTOLL**
« L'ajout du Reburning aux chaudières et aux fours pour un meilleur contrôle des NO_x », Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine Industrielle, Paris, 21-22 mars 2001.
- [107] **K.MARUTA, K.MUSO, K.TAKEDA, T.NIIOKA**
« Reaction zone structure in flameless combustion », 28th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, 2000, pp. 2117-2123.
- [108] **S.MAUREL, E.MASSON, A.QUINQUENEAU, L.PORCHERON**
« Essais de caractérisation et mesures détaillées dans la flamme du brûleur NFK de type HRS-DL en régime stationnaire », Rapport INTERNOx M.DUIND.2002.0361.SMa-KT, Direction de la Recherche de Gaz de France, 2002, 30 p.
- [109] **S.MAZUMDER, M.F.MODEST**
« Application of the full-spectrum correlated-k distribution approach to modeling non-gray radiation in combustion gases », Combustion and Flame, 2002, vol. 129, pp. 416-438.
- [110] **A.MILANI, A.SAPONARO**
« Diluted Combustion Technologies », IFRF Combustion Journal, 2001, article n° 200101, 32 p.

- [111] **P.MILLA GRAVALOS**
« Fours de réchauffage de la sidérurgie », Techniques de l'Ingénieur, Traité Energétique, 1998, n° BE8843.
- [112] **M.F.MODEST**
« The weighted-sum-of-gray-gases model for arbitrary solution methods in radiative transfer », ASME J. Heat Transfer, 1991, vol. 113, n°3, pp. 650-656.
- [113] **M.F.MODEST, H.ZHANG**
« The full-spectrum correlated-k distribution for thermal radiation from molecular gas-particulate mixtures. », ASME J. Heat Transfer, 2002, vol. 124, n°1, pp. 30-38.
- [114] **F.DE MONTE**
« Cyclic steady thermal response of rapidly switched fixed-bed heat regenerators in counter-flow », Int. J. Heat Mass Transfer, 1999, vol. 42, n°14, pp. 2591-2604.
- [115] **M.MORITA, T.TANIGAWA**
« Project to develop high performance industrial furnaces », Proceeding of the 2nd International Seminar on High Temperature Air Combustion in Industrial Furnaces, Stockholm, 17-18 janvier 2000.
- [116] **J.MULLER**
« Contribution à l'étude des transferts couplés dans des enceintes contenant des gaz de combustion. Application aux fours de réchauffage sidérurgiques », Thèse de Doctorat, Université de Reims, 1994, 296 p.
- [117] **C.V.S.MURTY**
« Evaluation of radiation reception factors in a rotary kiln using a modified Monte-Carlo scheme », Int. J. Heat Mass Transfer, 1993, vol. 36, n°1, pp. 119-133.
- [118] **M.H.N.NARAGHI, B.T.F.CHUNG, B.LITKOUHI**
« A continuous exchange factor method for radiative exchange in enclosures with participating media », J. Heat Transfer, 1988, vol. 110, n° 2, pp. 456-462.
- [119] **M.H.N.NARAGHI, B.LITKOUHI**
« Discrete exchange factor solution of radiative heat transfer in three-dimensional enclosures », Heat Transfer Phenomena in Radiation, Combustion and Fires, ASME/HTD, 1989, vol. 106, pp. 221-229.
- [120] **M.H.N.NARAGHI**
« Solution of the benchmark problem using discrete exchange factor method », Developments in Radiative Heat Transfer, ASME/HTD, 1992, vol. 203, pp. 275-284.
- [121] **J.J.NOBLE**
« The zone method : explicit matrix relations for total exchange areas », Int. J. Heat Mass Transfer, 1975, vol. 18, pp. 261-269.
- [122] **D.S.NOH, S.K.HONG, H.S.RYOU, S.H.LEE**
« An experimental and numerical study on thermal performance of a regenerator system with ceramic honeycomb », KSME International Journal, 2001, vol. 15, n° 3, pp. 357-365.

- [123] **E.C.NSOFOR, G.A.ADEBIYI**
« Measurements of the gas-particle convective heat transfer coefficient in a packed bed for high-temperature energy storage », *Exp. Thermal and Fluid Science*, 2001, vol. 24, pp. 1-9.
- [124] **P.M.PARK, H.C.CHO, H.D.SHIN**
« Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles », *Int. J. Energy Research*, 2003, vol. 27, n°2, pp. 161-172.
- [125] **S.V.PATANKAR**
« Numerical Heat Transfer and Fluid Flow », MacGraw-Hill, New York, 1980.
- [126] **B.PESENTI, P.EVRARD, P.LYBAERT**
« NOx Production and radiative heat transfer from an autoregenerative flameless oxidation burner », 4th Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, Rome, 2001.
- [127] **A.A.F.PETERS, R.WEBER**
« Mathematical modelling of a 2.25MWt swirling natural gas flame. », *Combust. Sci. and Tech.*, 1995, vol. 110, pp. 67-101.
- [128] **L.PIERROT, P.RIVIERE A.SOUFIANI, J.TAINE**
« A fictitious-gas-based absorption distribution function global model for radiative transfert in hot gases », *J. of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, 1999, vol. 62, pp. 609-624.
- [129] **L.PIERROT, A.SOUFIANI, J.TAINE**
« Accuracy of narrow-band and global models for radiative transfer in H_2O , CO_2 , and $H_2O - CO_2$ mixtures at high temperature », *J. of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, 1999, vol. 62, pp. 523-548.
- [130] **O.PIEPERS, P.P.BREITHAUP, A.B.N.VAN BEELEN**
« Stability of flames close to auto-ignition temperatures generated by extreme separated gas-air inlets », *ASME J. of Energy Resources Technology*, 2001, vol. 123, pp. 50-58.
- [131] **T.PLESSING, N.PETERS, J.G.WUNNING**
« Laseroptical investigations of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation », 27th International Symposium on Combustion / The Combustion Institute, 1998, pp. 3197-3204.
- [132] **B.PEUPORTIER, I.BLANC-SOMMEREUX**
« Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings », *International Journal of Solar Energy*, 1990, vol. 8, pp. 109-120.
- [133] **A.QUINQUENEAU, P.F.MIQUEL, L.M.DEARDEN, M.POURKASHANIAN, G.T.SPENCE, A.WILLIAMS, B.J.WILLS**
« Experimental and theoretical investigation of a low-NOx high temperature industrial burner », *International Gas Research Conference*, 1998, pp. 225-236.
- [134] **A.QUINQUENEAU, A.TOUZET, M.oger**
« Experimental studies on regenerative industrial burners operating in the flameless oxidation mode », 13th IFRF Member's Conference, 16-18 mai 2001.

- [135] **Z.R.RADAKOVIC, V.M.MILOSEVIC, S.B.RADAKOVIC**
« Application of temperature fuzzy controller in an indirect resistance furnace », Applied Energy, 2002, vol. 73, pp. 167-182.
- [136] **G.D.RAITHBY, E.H.CHUI**
« A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media », ASME Journal of Heat Transfer, 1990, vol. 112, pp. 415-423.
- [137] **M.RAYNAUD**
« Le problème inverse de conduction de la chaleur. », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie Energétique, 1996, n° BE8265.
- [138] **J.S.REES, P.HAVES**
« A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces », Building and Environment, 2001, vol. 36, n°6, pp. 753-762.
- [139] **J.M.RHINE, R.J.TUCKER**
« Modelling of Gas-Fired Furnaces and Boilers », McGraw Hill, 1991, 444 p.
- [140] **J.RICHALET**
« Pratique de l'identification », Ed. Hermès, collection Automatique, 2^{ème} éd., Paris, 1998, 222 p.
- [141] **K.RIGBY, T.LIBUDA, A.KLATT, J.ZURBIG**
« SCR : the most effective technology for NO_x reduction in large combustion plants », Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine Industrielle, Paris, 21-22 mars 2001.
- [142] **F.E.ROMIE, B.S.BACLIC**
« Methods for rapid calculation of the operation of asymmetric counterflow regenerators », ASME J. Heat Transfer, 1988, vol. 110, pp. 785-788.
- [143] **F.E.ROMIE**
« A table of regenerator effectiveness », ASME J. Heat Transfer, 1990, vol. 112, pp. 497-499.
- [144] Combustion Science and Technology for sustainable Development – Italian Flame Days – Rome, Italie, 16-18 novembre 1999.
- [145] 4th Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, Rome, Italie, 26-30 novembre 2001.
- [146] **D.ROY**
« Evaluation de l'impact de technologies de préconditionnement thermique d'un habitacle automobile sur la consommation en carburant ainsi que sur le confort thermique des passagers. », Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2001.
- [147] **D.ROY, K. EL KHOURY, D.CLODIC, C.PETITJEAN**
« Modeling of in-vehicule heat transfers using zonal approach. », Society of Automotive Engineers, 2001, paper n°2001-01-288.
- [148] **R.RUIZ, S.DROGUE, H.ABBASI, J.WAGNER**
« Oscillating combustion : an innovative NO_x emissions control approach. », Documents du Congrès International de la Recherche Gazière, Cannes, 6-9 novembre 1995, pp. 433-440.

- [149] **J.B.SAULNIER, A.ALEXANDRE, J.MARTINET**
« L'utilisation des logiciels en modélisation thermique. Deux exemples d'application. », Revue Générale de Thermique, 1981, n°230.
- [150] **J.B.SAULNIER, A.ALEXANDRE**
« La modélisation thermique par la méthode nodale : ses principes, ses succès et ses limites », Revue Générale de Thermique, 1985, n°280.
- [151] **F.SCHMITT, B.K.HAZARIKA, C.HIRSCH**
« LDV Measurements of the flow field in the nozzle region of a confined double annular burner », ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, vol. 123, pp. 228-236.
- [152] **N.SELCUK, R.G.SIDDAL, J.M.BEER**
« A comparison of mathematical models of the radiative behaviour of a large-scale experimental furnace », 16th Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1976, pp. 53-62.
- [153] **N.SELCUK, N.KAYACOL**
« Evaluation of discrete ordinates method for radiative transfer in a rectangular furnace », Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, vol. 40, n°2, pp. 213-222.
- [154] **S.SENNÉ**
« Modélisation globale des échanges thermiques dans un compartiment moteur de véhicule automobile », Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 1998, 224 p.
- [155] **R.G.SIDDALL**
« Accurate evaluation of radiative direct-exchange areas for rectangular geometries », Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., 1986, vol. 2, pp. 751-756.
- [156] **R.SIEGEL, J.R.HOWELL**
« Thermal radiation heat transfer », 3rd edition, Taylor & Francis, 1992.
- [157] **D.G.SLOAN, P.J.SMITH, L.D.SMOOT**
« Modeling of swirl in turbulent flow systems », Progress in Energy and Combustion Science, 1986, vol. 12, pp. 163-250.
- [158] **T.F.SMITH, Z.F.SHEN, J.N.FRIEDMAN**
« Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model », ASME J. Heat Transfer, 1982, vol. 104, pp. 602-608.
- [159] **T.H.SONG**
« Comparison of engineering models of non-gray behaviour of combustion products », Int. J. Heat Mass Transfer, 1993, vol. 36, n°16, pp. 3975-3982.
- [160] **W.W.SOROKA**
« Analog methods in computation and simulation », Ed. McGraw Hill, 1954, 390 p.
- [161] **A.SOUFIANI, E.DJAVDAN**
« A comparison between weighted sum of gray gases and statistical narrow-band radiation models for combustion applications », Combustion and Flame, 1994, vol. 97, n°2, pp. 240-250.
- [162] **A.SOUFIANI, J.TAINE**
« High temperature gas radiative property parameters of statistical narrow-band model for H_2O , CO_2 and CO , and correlated-K model for H_2O and CO_2 », Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, vol. 40, pp. 987-991.

- [163] **J.A.SOUSA, S.C.CORREIA, J.WARD, M.NOUEIRA**
« A transient, multi-dimensional, zone model of a roller kiln used for firing ceramic tiles », 6th European Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, Portugal, 2-5 avril 2002.
- [164] 2nd International Seminar on High Temperature Combustion in Industrial Furnaces, Stockholm, Sweden, 17-18 janvier 2000.
- [165] **J.STROHLE, P.J.COELHO**
« On the application of the exponential wide band model to the calculation of radiative heat transfer in one- and two-dimensional enclosures », Int. J. Heat Mass Transfer, 2002, vol. 45, pp. 2129-2139.
- [166] **J.STROHLE, P.J.COELHO, U.SCHNELL, K.R.G.HEIN**
« A non-grey radiation model for the simulation of coal-fired furnaces », 6th European Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, Portugal, 2-5 avril 2002.
- [167] **S-I.SUGIYAMA, T.ISHII, M.ISHIOKA, Y.HINO, T.OKAWA**
« Schedule-free heating in preheating furnace », NKK Technical Review, 1999, n° 80.
- [168] **Y.SUZUKAWA, JS.SUGIYAMA, Y.HINO, M.ISIOKA, I.MORI**
« Heat transfer improvement and NO_x reduction by highly preheated air combustion », Energy Convers. Mgmt., 1997, vol. 38, n° 10-13, pp. 1061-1071.
- [169] **Y.SUZUKAWA, J.TAKAHASHI, M.UCHIO, Y.HINO, T.TAKAHARA, T.TADA**
« Application of direct-fired regenerative burners to a large-scale reheating furnace », NKK Technical Review, 1999, n° 80.
- [170] **D.TABACCO**
« Studio teorico e numerico sulla "Flameless Oxydation" », Master Thesis, University of Rome "La Sapienza", 2001, 357 p.
- [171] 2nd International High Temperature Air Combustion Symposium, Koahsing, Taiwan, 1999.
- [172] **P.B.TAYLOR, P.J.FOSTER**
« The total emissivities of luminous and non-luminous flames », Int. J. Heat Mass Transfer, 1974, vol. 17, pp. 1591-1605.
- [173] **R.J.TUCKER**
« Direct exchange areas for calculating radiation transfer in rectangular furnaces », ASME J. Heat Transfer, 1986, vol. 108, pp. 707-710.
- [174] **R.J.TUCKER, J.WARD**
« Mathematical modelling of heat transfer in a gas-fired reheating furnace operating under non-steady state conditions », Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf., Jerusalem, Israël, 1990, vol. 6, pp. 221-226.
- [175] **M.UEDE, T.SHIMADA, M.IMADA**
« Simulation of regenerative burner system and its application to walking beam reheat furnaces », Iron and Steel Engineer, 1999, vol. 76, pp. 68-71.

- [176] **D.VEYNANTE, L.VERVISCH**
« Turbulent combustion modelling », Prog. in Energy and Comb. Science, 2002, vol. 28, pp. 193-266.
- [177] **R.VISKANTA**
« Radiative transfer and interaction of convection with radiation heat transfer », Advances in Heat Transfer, 1966, vol. 3, pp. 175-252.
- [178] **R.VISKANTA, M.P.MENGUC**
« Radiation heat transfer in combustion systems », Progress in Energy and Combustion Science, 1987, vol. 13, pp. 97-160.
- [179] **J.WARD, S.A.C.CORREIA, J.L.V.A. SOUSA**
« The application of multi-zone thermal radiation models to investigate the energy efficiency of a metal reheating furnace under start up conditions », ASME Advanced Energy Systems Division, 1999, vol. 39, pp. 621-626.
- [180] **N.WAKAO, S.KAGUEI, T.FUNAZKRI**
« Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds. Correlation of nusselt numbers », Chemical Engineering Science, 1979, vol. 34, n°3, pp. 325-336.
- [181] **R.WEBER, B.M.VISSER, F.BOYSAN**
« Assessment of turbulence modelling for engineering prediction of swirling vortices in the near burner zone », International Journal of Heat and Fluid Flow, 1990, vol. 1, n°3, pp. 225-235, 1990.
- [182] **R.WEBER, A.L.VERLAAN, S.ORSINO, N.LALLEMANT**
« On emerging furnace design methodology that provides substantial energy savings and drastic reductions in CO_2 , CO , and NO_x emissions », Journal of the Institute of Energy, 1999, vol. 72, pp. 77-83.
- [183] **R.WEBER, S.ORSINO, N.LALLEMANT, A.D.VERLAAN**
« Combustion of natural gas with high-temperature air and large quantities of flue gas », 28th Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 2000, pp. 1315-1321.
- [184] **J.A.WIERINGA**
« Spectral radiative heat transfer in gas-fired furnaces », Thèse de Doctorat, Université Technologique de Delft, 1992, 183 p.
- [185] **J.A.WÜNNING, J.G.WÜNNING**
« Flameless Oxydation to reduce thermal NO formation », Prog. Energy & Combustion Science, 1997, vol. 23, n°12, pp. 81-94.
- [186] **I.YIMER, H.A.BECKER, E.W.GRANDMAISON**
« Development of flow from multiple-jet burners », Canadian J. of Chem. Eng., 1996, vol. 74, pp. 840-851.
- [187] **I.YIMER, H.A.BECKER, E.W.GRANDMAISON**
« The strong-jet/weak-jet problem : new experiments and CFD », Combustion and Flames, 2001, vol. 124, pp. 481-502.

- [188] **T.YASUDA, C.UENO**
« Dissemination project of industrial furnace revamped with HTAC », Proceeding of the 2nd International Seminar on High Temperature Air Combustion in Industrial Furnaces, Stockholm, 17-18 janvier 2000.
- [189] The 3rd CREST International Symposium, Yokohama, Japon, 6-9 mars 2000.
- [190] **J.YU, M.ZHANG, W.FAN, Y.ZHOU, G.ZHAO**
« Study on performance of the ball packed-bed regenerator : experiments and simulation », Applied Thermal Engineering, 2002, vol. 22, pp. 641-651.
- [191] **W.W.YUEN**
« Development of a network analogy and evaluation of mean beam lengths for multi-dimensional absorbing/isotropically scattering media », ASME Journal of Heat Transfer, 1990, vol. 112, pp. 408-414.
- [192] **W.W.YUEN, E.E.TAKARA**
« The zonal method : a practical solution method for radiative heat transfer in non-heat transfer uniform, non isothermal absorbing, emitting, and scattering media », Annual review of Heat Transfer, 1997, vol. 8, pp. 153-215.
- [193] **L.ZHANG, A.SOUFIANI, J.TAINE**
« Spectral correlated and non-correlated radiative transfer in a finite axisymmetric system containing an absorbing and emitting real gas-particle mixture », Int. J. Heat Mass Transfer, 1988, vol. 31, n°11, pp. 2261-2272.
- [194] **C.ZHANG, T.ISHII, Y.HINO, S.SUGIYAMA**
« The numerical and experimental study of non-premixed combustion flames in regenerative furnaces », ASME Journal of Heat Transfer, 2000, vol. 122, pp. 287-293.

Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme

Résumé

Ces travaux ont pour objectif d'étudier l'intégration d'une technologie de combustion récente, les brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme, sur les fours de réchauffage sidérurgiques. La modélisation numérique a été utilisée pour étudier sous plusieurs angles les enceintes équipées de tels brûleurs. Un accent particulier a été porté sur la validation expérimentale des modèles. Le premier axe de l'étude consiste à utiliser l'outil CFD pour étudier finement les caractéristiques de la combustion issues d'un brûleur à Oxydation sans Flamme. Les modèles de fermeture (turbulence, rayonnement, combustion) ont d'abord été pré-sélectionnés. Le modèle a ensuite été confronté à des mesures de vitesses, espèces chimiques et températures dans la flamme pour choisir définitivement les modèles les plus adéquats. Une méthodologie de simplification a ensuite été mise en place pour optimiser le ratio précision / temps de calcul du modèle CFD, dans l'optique d'étudier les enceintes multi-brûleurs. La stratégie consiste à remplacer les injecteurs de combustible et de comburant par un injecteur équivalent de fumées. Le terme source de la combustion est supposé réparti uniformément dans un volume de géométrie simple. Cette approche a été validée par rapport au modèle CFD détaillé. Enfin la simulation des régimes transitoires, essentielle dans l'analyse des performances des fours, a été traitée par une approche complémentaire, la méthode nodale, consistant à représenter les éléments du système sous la forme d'un réseau de composants simples. Les phénomènes physiques sont inclus dans les échanges entre les composants du réseau, par l'intermédiaire d'une conductance radiative, de convection ou de transfert de masse. Cette formulation rend la résolution des transferts radiatifs compatible avec la méthode zonale. Les facteurs d'échange radiatifs ont été calculés par le logiciel MODRAY[®]. Un régulateur PID a également été inclus dans le modèle. Le réseau a été décrit et résolu sous l'environnement THERMETTE[®]. Une campagne d'essais sur un four à l'échelle semi-industrielle a été mise en œuvre pour valider ce modèle nodal en régime instationnaire. Les résultats en terme de bilan thermique, de rendement et de températures dans l'enceinte et dans la charge sont en bon accord avec les mesures.

Mots-Clés : four de réchauffage sidérurgique, brûleurs régénératifs, Oxydation sans Flamme, modélisation numérique, CFD, méthode nodale, écoulements turbulents, combustion, transferts thermiques, rayonnement, milieu semi-transparent gazeux, propriétés radiatives des gaz, mesures dans la flamme, essais semi-industriels.

Modeling and experimental study of steel reheating furnaces equipped with flameless oxidation regenerative burners

Abstract

The objective of this work is to examine the integration of a recent combustion technology, namely the Flameless Oxidation regenerative burners, to steel reheating furnaces. Numerical modeling has been used to study enclosures equipped with such burners, under different view angles. Particular effort concerned the experimental validation of the models. Firstly, CFD tool allowed to study Flameless Oxidation characteristics in detail. Closure models (turbulence, radiative transfer, combustion), have initially been pre-selected. Then, calculations have been compared to detailed in-flame measurements, in order to definitely choose closure models. A simplification methodology has been developed so as to optimise the accuracy / computer time ratio. The aim is to be able to study multi-burners furnaces. The strategy is based on replacement of multiple jets burners by an equivalent single jet of products of combustion. The combustion source term is supposed evenly distributed in a basic-shaped volume. This approach has been validated by detailed CFD model results. Finally, transient aspects, essential to analyse furnace performances, have been treated by a complementary approach, the nodal method. It consists in representing the system by a network made of simple components. Physical phenomena (radiation, convection, conduction, mass transfer) are represented by thermal resistances between the network components. As far as radiative transfer is concerned, this formulation is compatible with the zonal method. Radiative exchange factors have been computed by the software MODRAY[®]. A PID controller has been implemented in the model. The system has been solved under THERMETTE[®] programming environment. Experimental trials at semi-industrial scale have been undertaken. Results in terms of heat balance, efficiency, enclosure and load temperatures are in good agreement with measured data.

Key words : steel reheating furnace, regenerative burners, Flameless Oxidation, numerical modeling, CFD, nodal method, turbulent flow, combustion, heat transfer, radiation, gaseous semi-transparent medium, gas radiative properties, in-flame measurements, semi-industrial scaled experiments.

Laboratoire d'accueil :

Centre d'Energétique - Ecole des Mines de Paris
60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06

Thèse présentée par :

FERRAND Ludovic le : 25 septembre 2003

Discipline :

« Energétique »- Ecole des Mines de Paris
