Thèse de doctorat

Pour obtenir le grade de Docteur de

L'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE HAUTS-DE-FRANCE

Spécialité Énergétique

Présentée et soutenue par Fateh MAMERI

Le 14/12/2018, à Valenciennes

Ecole doctorale :
Sciences Pour l'Ingénieur (ED SPI 072)

Equipe de recherche, Laboratoire :
Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines (LAMIH UMR CNRS 8201)

Caractérisation multi-physique et multi-échelle d'une installation de conversion d'énergie : application à une unité de cogénération biomasse

JURY

Président de jury
- Monica Siroux, Professeur, INSA Strasbourg.

Rapporteurs
- Christelle Périlhon, Maître de Conférences HDR, CNAM Paris.
- François Lanzetta, Professeur, Université de Franche-Comté, Belfort.

Examinateur
- Vincent Lemort, Professeur, Université de Liège, Belgique.

Directrice de thèse
- Céline Morin, Professeur, Université Polytechnique Hauts-de-France, Valenciennes.

Co-encadrant
- Eric Delacourt, Maître de Conférences, Université Polytechnique Hauts-de-France, Valenciennes

Membre invité
- Anne-Laure Dubilly, Ingénieur, ADEME, Angers.

Sommaire

Nomenclature 4
Liste des figures 9
Remerciements 16
INTRODUCTION GENERALE 18
Chapitre 1.ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE 24
1.1 La cogénération 24
1.1.1 Les avantages de la cogénération 25
1.1.2 La micro-cogénération biomasse en France 25
1.1.3 La micro-cogénération, technologie soutenue en France 26
1.2 Systèmes de micro-cogénération à combustion biomasse solide 26
1.3 Présentation des composants de micro-cogénération : chaudière biomasse et échangeur de chaleur 34
1.3.1 Chaudière biomasse 34
1.3.2 Echangeurs de chaleur adaptés à la combustion biomasse 37
1.4 Modélisations dynamiques et études numériques des unités de cogénération biomasse 42
1.4.1 Modélisation de chaudières biomasse 42
1.4.2 Modélisation d'échangeurs de chaleur gaz-gaz 45
1.5 Synthèse de l'étude bibliographique 47
Chapitre 2.ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DYNAMIQUE 0D DE LA CHAUDIERE BIOMASSE 49
2.1 Description de la chaudière biomasse 49
2.2 Systèmes d'acquisition 52
2.3 Le combustible 53
2.4 Caractérisation expérimentale de la chaudière biomasse 54
2.4.1 Conditions d'essai 55
2.4.2 Paramètres influençant le mode de fonctionnement de la chaudière 55
2.5 Bilan énergétique de la chaudière 60
2.5.1 Puissance thermique de la chaudière 60
2.5.2 Le flux de chaleur fourni par la combustion 62
2.5.3 Les pertes de chaleur au niveau de l'échappement 65
2.6 Caractérisation des émissions polluantes au niveau de la chaudière 66
2.6.1 Techniques de prélèvement et équipement 66
2.6.2 Mesures des concentrations des polluants 68

2.7 Étude de l'effet de l'injection d'air secondaire dans la chaudière sur les émissions polluantes 72
2.7.1 Présentation du système d'injection 72
2.7.2 Effet de l'injection d'air secondaire chauffé sur la formation des polluants 76
2.8 Modélisation dynamique 0D de la chaudière en Bond Graph 78
2.8.1 Bond Graph à mot de la chaudière biomasse 82
2.8.2 Modèle dynamique 0D de la chaudière 83
2.8.3 Validation du modèle dynamique de la chaudière 94
2.8.4 Analyse de sensibilité du modèle 104
2.9 Synthèse de l'étude expérimentale et de la modélisation dynamique 0D de la chaudière biomasse 106
Chapitre 3.ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION 0D/3D D'UN ECHANGEUR MODELE AIR PRESSURISE – GAZ BRULES 108
3.1 Rôle de l'échangeur air – gaz brûlés 108
3.2 Configuration de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés « modèle » sélectionné 109
3.3 Caractérisation expérimentale de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés 109
3.3.1 Instrumentation et mise en place de l'échangeur de chaleur 109
3.3.2 Conditions d'essai 113
3.4 Résultats et discussion 114
3.4.1 Effet de la température de consigne 118
3.4.2 Effet du débit de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la puissance délivrée 119
3.4.3 Effet de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la puissance délivrée 120
3.5 Etude numérique CFD de l'échangeur sélectionné 124
3.5.1 Conditions aux limites et domaine du calcul 124
3.5.2 Maillage et modèle de turbulence utilisé 125
3.6 Résultats de l'étude CFD de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés 127
3.7 Modélisation dynamique 0D de l'échangeur air pressurisé – gaz brûlés 132
3.8 Validation du modèle par comparaison avec les mesures expérimentales 136
3.9 Résultats et discussion 137
3.9.1 Evolution de la température de la paroi du tube et de l'air à 9D et 31D 137
3.9.2 Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans l'échangeur de chaleur 138
3.9.3 Evolution du flux d'enthalpie de l'air durant un cycle thermique 142
3.10 Synthèse de l'étude de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés 147
Conclusion 149

Perspectives 152
Références bibliographiques 154
Annexe 1 : Généralités sur la modélisation Bond Graph 167
Annexe 2 : Les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés en fonction de la température ... 180

Nomenclature

c	Vitesse du son (m/s)
c_{pair}	Chaleur spécifique de l'air à pression constante (J/kg.K)
$c_{p,fg}$	Chaleur spécifique des gaz brûlés à pression constante (J/kg.K)
c_w	Chaleur spécifique de l'eau (J/kg.K)
c_{wall}	Chaleur spécifique de la paroi (J/kg.K)
D	Diamètre du tube de l'échangeur de chaleur (mm)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
H	Hauteur de la chambre de combustion (m)
h	Pas d'itération de la méthode Runge-Kutta 4
h_g	Coefficient des échanges globaux (W/m².K)
$\dot{H}_{fg,bur}$	Flux d'enthalpie libéré lors de la combustion des pellets (W)
$\dot{H}_{fg,exh}$	Flux de chaleur perdu en sortie chaudière (W)
$\dot{H}_{fg,in}$	Flux d'enthalpie des gaz brûlés en fonction du temps à l'entrée de l'élément RS (W)
$\dot{H}_{fg,out}$	Flux d'enthalpie des gaz brûlés en fonction du temps à la sortie de l'élément RS (W)
k_1	Première pente de la méthode du Runge-Kutta quatrième ordre
k_2	Deuxième pente de la méthode du Runge-Kutta quatrième ordre
k_3	Troisième pente de la méthode du Runge-Kutta quatrième ordre
k_4	Quatrième pente de la méthode du Runge-Kutta quatrième ordre
L	Longueur de tube de l'échangeur dans la zone considérée (m)
m_{wall}	Masse de la paroi (kg)
$\dot{m}_{air}^{exp}$	Débit masse de l'air (kg/s)
$\dot{m}_{fg}^{exp}$	Débit masse des gaz brûlés mesuré (kg/s)
$\dot{m}_{pellets}^{exp}$	Débit masse des pellets mesuré (kg/s)
$\dot{m}_{w}^{exp}$	Débit masse de l'eau mesuré (kg/s)
P_{fg}	Pression des gaz brûlés dans la chaudière (Pa)

P_w	Pression de l'eau dans l'échangeur de chaleur (Pa)
$P_{air,in}^{exp}$	Pression de l'air à l'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés (Pa)
$P_{air,out}^{exp}$	Pression de l'air à la sortie de l'échangeur air – gaz brûlés (Pa)
$\dot{Q}_{w,st}$	Flux de chaleur transféré à l'eau pendant l'arrêt de la pompe (W)
$\dot{Q}_{wall}$	Flux de chaleur stocké par les parois dans la chaudière (W)
$\dot{Q}_{fg,cc}$	Flux de chaleur convectif échangé entre les gaz brûlés et la paroi de la chambre de combustion (W)
$\dot{Q}_{wall,HEx}$	Flux de chaleur stocké par la paroi de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés (W)
$\dot{Q}_{wall,tub}$	Flux de chaleur stocké par la paroi des tubes de fumées (W)
r	Constante spécifique de l'air sec (J/kg.K)
r_1	Rayon intérieur (m)
r_2	Rayon extérieur (m)
r_{cd}	Résistance conductive (K/W)
r_{cv}	Résistance convective (K/W)
S	Surface d'échange (m²)
S_{air}	Surface d'échange dans l'échangeur air – gaz brûlés côté air (m²)
t	Temps (s)
T	Température (°C)
T_{amb}	Température ambiante (°C)
T_c	Température de consigne (°C)
$T_{air,in}^{exp}$	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés (°C)
$T_{air,out}^{exp}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur air – gaz brûlés (°C)
$\overline{T}_{air}^{exp}$	Température moyenne de l'air (°C)
$T_{fg,bot}^{exp}$	Température des gaz brûlés partie basse du passage annulaire (°C)
$T_{fg,bur}^{exp}$	Température des gaz brûlés dans le brûleur (°C)
$T_{fg,cc}^{exp}$	Température des gaz brûlés dans la chambre de combustion (°C)
$T_{fg,exh}^{exp}$	Température des gaz brûlés dans la cheminée (°C)

$T_{fg,exit}^{exp}$	Température des gaz brûlés en sortie des tubes de fumées (°C)
$T_{w,in}^{exp}$	Température de l'eau en entrée échangeur eau – gaz brûlés (°C)
$T_{w,out}^{exp}$	Température de l'eau en sortie échangeur eau – gaz brûlés (°C)
$T_{fg,in}$	Température des gaz brûlés calculée à l'entrée de l'élément RS (°C)
$T_{fg,out}$	Température des gaz brûlés calculée à la sortie de l'élément RS (°C)
$T_{fg,top}^{exp}$	Température des gaz brûlés partie haute du passage annulaire (°C)
$T_{wall,inner}^{exp}$	Température de la paroi (côté intérieur) du pot de combustion (°C)
$T_{wall,outer}^{exp}$	Température de la paroi (côté extérieur) du pot de combustion (°C)
$T_{air,in}^{exp}$	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés (°C)
$T_{air,out}^{exp}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur air – gaz brûlés (°C)
T_{wall}	Température de la paroi calculée (°C)
U	Vitesse de cisaillement (m/s)
V_{max}	Vitesse maximale de le l'écoulement dans le domaine de calcul (m/s)
x_j	Fraction molaire de l'espèce gazeuse j
y_j	Fraction massique de l'espèce gazeuse j

Indices

air	Air
amb	Ambiante
bur	Brûleur
bot	Bas
cc	Chambre de combustion (pot)
cd	Conductif
cv	Convectif
exit	Sortie
exh	Echappement
fg	Gaz brûlés

g	Global
HEx	Echangeur de chaleur
in	Entrée
exh	Pertes de chaleur
max	Maximum
rad	Radiatif
tub	Tube
top	Haut
tot	Total
out	Sortie
w	Eau
wall	Paroi

Exposants

exp	Expérimental

Symboles grecques

$\Delta\dot{H}_{air}$	Variation du flux d'enthalpie de l'air (W)
$\Delta\dot{H}_{fg,cc}$	Variation du flux d'enthalpie des gaz brûlés entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion (W)
$\Delta\dot{H}_{fg}$	Variation du flux d'enthalpie des gaz brûlés (W)
$\Delta\dot{H}_{w}$	Variation du flux d'enthalpie de l'eau (W)
λ_i	Conductivité thermique de la paroi i (W/m.K)
λ_{fg}	Conductivité thermique des gaz brûlés (W/m.K)
ρ_{fg}	Masse volumique des gaz brûlés (kg/s)
μ_{fg}	Viscosité dynamique des gaz brûlés (Pa.s)
η	Rendement de la chaudière (%)
ε	Efficacité thermique de l'échangeur air – gaz brûlés

γ	Coefficient de Laplace
ν_{air}	Viscosité cinématique de l'air (m^2/s)
τ_{air}	Taux de cisaillement de l'air
θ	Angle de rotation de la vis d'alimentation

Nombres sans dimensions

Ma	Nombre de Mach
Nu	Nombre de Nusselt
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
Y+	Taille de la première maille

Liste des figures

Figure 1 : Emissions de gaz à effet de serre d'origine anthropogénique (1970-2010) 18

Figure 2 : Evolution de la consommation énergétique mondiale 2016 – 2040 19

Figure 3 : Principe de la cogénération 20

Figure 4 : Vue globale de l'unité de micro-cogénération 22

Figure 5 : Vue schématique de la chaudière et du brûleur à granulés utilisés par Wiinikka *et al*. [91, 92] 36

Figure 6 : Brûleur de la chaudière et les buses d'injection d'air primaire et secondaire [95] 37

Figure 7 : Echangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés [97] 39

Figure 8 : Bilan énergétique de la chaudière et profils de températures pour un essai à chargepartielle [121] 44

Figure 9 : Bilan énergétique de la chaudière et profils de températures pour un essai à pleine charge [121] 44

Figure 10 : Coupe de la chaudière avec les positions des thermocouples et le circuit hydraulique 51

Figure 11 : Étalonnage de la vis d'alimentation en pellets de la chaudière 54

Figure 12 : Fonctionnement de la chaudière sans cycles thermiques (régime stationnaire) 57

Figure 13 : Fonctionnement de la chaudière avec cycles thermiques (régime transitoire) 58

Figure 14 : Effet de la valeur de la température de consigne sur le comportement thermique de la chaudière : évolution de la température des gaz brûlés dans le pot de combustion en fonction du temps 59

Figure 15 : Evolution de la température selon un cycle thermique des gaz brûlés dans la chambre de combustion et du débit masse de pellets 60

Figure 16 : Débit et températures d'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur 62

Figure 17 : Bilan énergétique de la chaudière 65

Figure 18 : Système d'analyse des polluants 66

Figure 19 : Schéma du montage du système de prélèvement et d'analyse des gaz 67

Figure 20 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière lors de la phase de régulation des essais listés dans le Tableau 6 69

Figure 21 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière lors de la phase d'arrêt des essais listés dans le Tableau 6 70

Figure 22 : Concentration massique de CO et O_2 dans la chaudière biomasse 71

Figure 23 : Concentrations de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la chaudière lors de l'essai 3 72

Figure 24 : Dispositif d'injection d'air secondaire 73

Figure 25 : Orientation des buses d'injection 73

Figure 26 : Compresseur à vis SPINN 74

Figure 27 : Réchauffeur de la ligne d'air 74

Figure 28 : Ligne d'injection d'air secondaire 75
Figure 29 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la chaudière 77
Figure 31 : Représentation graphique de l'élément R 80
Figure 32 : Représentation graphique de l'élément C 80
Figure 33 : Représentation graphique des éléments actifs à 1-pots 81
Figure 34 : Lien Bond Graph multi-énergies 81
Figure 35 : Eléments de jonction "0" et "1" 82
Figure 36 : Bond Graph à mot de la chaudière 83
Figure 37 : Modèle dynamique 0D de la chaudière 85
Figure 38 : Elément RS (R23) 86
Figure 39 : Evolution instantanée du coefficient global des échanges de chaleur dans le pot de combustion 89
Figure 40 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés dans le pot de combustion en régime stationnaire 96
Figure 41 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés en sortie de tubes de fumées en régime stationnaire 97
Figure 42 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur en régime stationnaire 98
Figure 43 : Rendement de la chaudière 99
Figure 44 : Variation du flux d'enthalpie de l'eau au sein de l'échangeur de chaleur 101
Figure 45 : Température des gaz brûlés dans la cheminée 101
Figure 46 : Pertes thermiques à l'échappement 102
Figure 47 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés dans le pot de combustion en régime transitoire 103
Figure 48 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés en sortie de tubes de fumées en régime transitoire 103
Figure 49 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur en régime transitoire 104
Figure 50 : Effet du débit masse des gaz brûlés sur la réponse du modèle 105
Figure 51 : Principe de fonctionnement de l'échangeur de chaleur air - gaz brûlés 109
Figure 52 : Schéma de la ligne d'air comprimé chauffé avec intégration de l'échangeur air - gaz brûlés 110
Figure 53 : Dimensions de l'échangeur de chaleur air - gaz brûlés 111
Figure 54 : Emplacement des thermocouples 112
Figure 55 : Mise en place de l'échangeur de chaleur 112
Figure 56 : Configuration de l'échangeur de chaleur 113
Figure 57 : Profils des températures d'air et de la paroi de l'échangeur à x=9D et x=31D 116

Figure 58 : Phase de démarrage 117
Figure 59 : Evolution de la température de l'air le long de l'échangeur 117
Figure 60 : Evolution de la température de la paroi le long de l'échangeur 118
Figure 61 : Cartographie de la température des gaz brûlés à l'intérieur du pot de combustion à t =7 min [158] 118
Figure 62 : Effet de la température de consigne sur la puissance de l'échangeur de chaleur et la température des gaz brûlés dans le pot de combustion 119
Figure 63 : Evolution de la puissance échangée entre l'air et les gaz brûlés et le coefficient des échanges globaux en fonction de la température d'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur 121
Figure 64 : Evolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur et des gaz brulés en fonction de la température de l'air o l'entrée de l'échangeur de chaleur 122
Figure 65 : Température de l'air et de la paroi des tubes de l'échangeur à x = 9D et température des gaz brûlés pour les 7 essais expérimentaux 122
Figure 66 : Efficacité de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés pour les 7 essais expérimentaux 123
Figure 67 : Maillage au niveau de la couche limite 127
Figure 68 : Evolution de la température de l'air aux sondes 1 et 2 128
Figure 69 : Evolution de la vitesse de l'air aux sondes 1 et 2 128
Figure 70 : Champ de vitesse de l'écoulement au sein de l'échangeur de chaleur 129
Figure 71 : Champ de température au sein de l'échangeur de chaleur 130
Figure 72 : Champ moyen de l'intensité de turbulence au sein de l'échangeur de chaleur 130
Figure 73 : Bilan de flux sur l'air au niveau de la jonction "0" 134
Figure 74 : Modèle dynamique 0D de l'échangeur air - gaz brûlés 135
Figure 75 : Comparaison des profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone counter-flow de l'échangeur 137
Figure 76 : Comparaison des profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone co-flow de l'échangeur 138
Figure 77 : Profils de température de l'air, de la paroi du tube dans la zone counter-flow et des gaz brûlés durant la phase de démarrage pour un essai sans cycles thermiques 139
Figure 78 : Eléments de volume dans l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés 139
Figure 79 : Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans les éléments de volume d'air de l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques 140
Figure 80 : Profils de température de l'air et de la paroi du tube le long de l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques 141
Figure 81 : Evolution de l'efficacité des échanges de chaleur dans l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques 142
Figure 82 : Profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone counter-flow de l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques 143

Figure 83 : Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans les éléments de volume d'air dans l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques 144
Figure 84 : Profils de températures de l'air et de la paroi du tube le long de l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques 144
Figure 85 : Evolution de l'efficacité des échanges de chaleur dans l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques 145
Figure 86 : Profils de l'efficacité avec et sans cycles thermiques 146
Figure 87 : Schéma Bond Graph 168
Figure 88 : Représentation graphique de l'élément R 171
Figure 89 : Représentation graphique de l'élément C 172
Figure 90 : Représentation graphique de l'élément I 173
Figure 91 : Relations entre les variables Bond Graph et les éléments à 1-port 174
Figure 92 : Lien Bond Graph multi-énergies 175
Figure 93 : Ecoulement d'un fluide incompressible dans une conduite 175
Figure 94 : R 2-ports 176
Figure 95 : Eléments de jonction "0" et "1" 176
Figure 96 : Causalité en Bond Graph 177
Figure 97 : Étapes de la modélisation par Bond Graph 179
Figure 98 : Evolution de la masse volumique des gaz brûlés en fonction de la température 182
Figure 99 : Evolution de la conductivité thermique des gaz brûlés en fonction de la température 183
Figure 100 : Evolution de la chaleur spécifique des gaz brûlés en fonction de la température 185
Figure 101 : Evolution de la viscosité dynamique des gaz brûlés en fonction de la température 187

Liste des tableaux

Tableau 1 : Récapitulatif des différentes technologies de micro-cogénérateur 33

Tableau 2 : Echangeurs de chaleurs gaz - gaz adaptés aux unités de micro-cogénération avec un moteur à air chaud [108 – 111] 41

Tableau 3 : Instrumentation de la chaudière biomasse 52

Tableau 4 : Propriétés et caractéristiques principales des pellets de bois 53

Tableau 5 : Conditions d'essai 55

Tableau 6 : Spécifications de l'analyseur Horiba PG-250 67

Tableau 7 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière 68

Tableau 8 : Valeurs des paramètres d'air secondaire injecté 72

Tableau 9 : Plan d'expériences 76

Tableau 10 : Variables Bond Graph utilisées 79

Tableau 11 : Corrélations semi-empiriques employées pour calculer le nombre de Nusselt 90

Tableau 12 : Bilan des flux de chaleur dans la chaudière et des nombres sans dimensions 90

Tableau 13 : Corrélations utilisées pour calculer les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés (Annexe 2) 91

Tableau 14 : Conditions d'entrée du modèle dynamique 0D de la chaudière 95

Tableau 15 : Thermocouples utilisés pour l'instrumentation de l'échangeur de chaleur 112

Tableau 16 : Conditions expérimentales des essais réalisés sur l'échangeur air – gaz brûlés ... 114

Tableau 17 : Récapitulatif des résultats expérimentaux réalisés sur l'échangeur de chaleur air–gaz brûlés 115

Tableau 18 : Conditions opératoires de l'essai expérimental N°1 115

Tableau 19 : Evolution de la puissance échangée et du coefficient d'échange global en fonction du débit volume d'air 120

Tableau 20 : Récapitulatif des grandeurs caractéristiques calculées dans les trois zones de l'échangeur 131

Tableau 21 : Variables Bond Graph et conditions d'entrée du modèle 0D de l'échangeur air - gaz brûlés 136

Tableau 22 : Variables généralisées en Bond Graph pour quelques domaines 169

Tableau 23 : Variables d'effort et de flux en langage Pseudo Bond Graph 170

Tableau 24 : Elément R à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique 171

Tableau 25 : Elément C à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique 172

Tableau 26 : Elément I à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique 173

Tableau 27 : Eléments Se et Sf pour les domaines thermique et hydraulique 174

Tableau 28 : Fractions molaires des espèces gazeuses 181

Tableau 29 : Coefficients pour le calcul de la conductivité thermique des gaz brûlés en fonction de la température 182

Tableau 30 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'oxygène en fonction de la température 184

Tableau 31 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'azote en fonction de la température 184

Tableau 32 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température 184

Tableau 33 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de dioxyde du carbone en fonction de la température 185

Tableau 34 : Coefficients pour le calcul de la viscosité dynamique des gaz brûlés en fonction de la température 186

Tableau 35 : Récapitulatif des corrélations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz brûlés 187

« Pour accéder à la prospérité, nul besoin d'être un héros
ou un génie, il suffit de planter un arbre »

-Yasmina Khadra-

Remerciements

Je tiens à remercier l'ensemble des membres du jury pour avoir accepté d'examiner mon travail. Je remercie cordialement Monica Siroux et Vincent Lemort pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être examinateurs de mon travail de thèse, ainsi que François Lanzetta et Christelle Périlhon d'en être rapporteurs.

Mes profonds et sincères remerciements vont à Céline Morin, ma directrice de thèse qui m'a fait confiance et qui m'a offert l'opportunité de réaliser mon ambition : devenir docteur et apporter un plus à la société d'aujourd'hui. J'ai toujours apprécié tes qualités humaines et scientifiques. Merci pour ta disponibilité et tes conseils grâce auxquels tu as su me pousser de l'avant afin d'accomplir ce travail de thèse.

Je remercie particulièrement Eric Delacourt, mon encadrant de thèse. A mon sens, il n'y a pas assez de mots pour décrire ce que tu m'as appris sur les plans humain et scientifique. Tu m'as formé sur le savoir-être avant le savoir-faire. Une de tes qualités, c'est la tolérance et la patience. Par moment, tu me réponds plusieurs fois à la même question sans lassitude ni agacement.

Envers vous deux, je me sens redevable à jamais…

Je tiens à remercier Jesse Schiffler pour l'aide technique qu'il a su m'apporter lors des essais expérimentaux au laboratoire. Sans toi, cette thèse serait un défi mais, tu as toujours su trouver la solution à toutes les complications (programmation, instrumentation, systèmes D…).

Jean-Baptiste Offroy, le seul et l'unique ! Mon frère, avec qui j'ai pu partager tous les moments de ma thèse (discussions pause-café, moments post-réunion, les chiffres de h à la Bourse, les citations de son vénérable grand-père, les récits des aventures tiers-mondistes…). Je te souhaite que du bonheur, de l'épanouissement et de la réussite dans ce que tu entreprends.

Mes remerciements à toute l'équipe du LAMIH, enseignants-chercheurs : Damien, François et David, BIATSS et collègues doctorants pour tous les discussions et tasses de café partagées pendant ces 3 ans de thèse. Bonne continuation à Stéphane, Bruce, Charlène, Lamia, Ibrahim, Maxence, Baptiste et Maximilien. Bon courage à Louis qui va soutenir ses travaux de thèse dans un mois ou deux…

Ma sincère gratitude est réservée à Sabine Guilain qui a rendu mon intégration au laboratoire si facile dès mon arrivée au laboratoire comme stagiaire en 2014. Tu sais écouter les gens même quand ils te racontent leurs chagrins personnels et leurs boubous quotidiens.

J'adresse un grand merci aux financeurs de ces travaux : l'Agence de Développement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME) et la région Hauts-de-France. Les travaux menés lors de cette thèse s'insèrent également dans le projet ANR CEBiC (Clean and Efficient Biomass Combustion) (PC2A Université de Lille, LAMIH Université Polytechnique Hauts-de-France, CCM Université Littoral Côte d'Opale, ICARE Orléans).

Enfin, je tiens à remercier l'équipe du Centre Commun de Mesures de Dunkerque pour les campagnes de mesure de polluants en sortie de chaudière : Fabrice Cazier, Paul Genevray, Dorothée Dewaele, Agnès Delbende. Merci à Eric Therssen pour le prêt de l'analyseur de gaz Horiba et ses remarques pertinentes.

INTRODUCTION GENERALE

Dès le début du XXème siècle, l'utilisation du gaz, du pétrole et de l'électricité change radicalement le mode de vie des pays en forte croissance industrielle. Le besoin en énergie dû à cette croissance industrielle ne cesse de s'accroître, et cela, parfois au dépit de l'impact sur l'environnement, avec les émissions de gaz à effet de serre (*cf.* Figure 1). Ces émissions provoquent une augmentation de plusieurs degrés Celsius de la température moyenne terrestre.

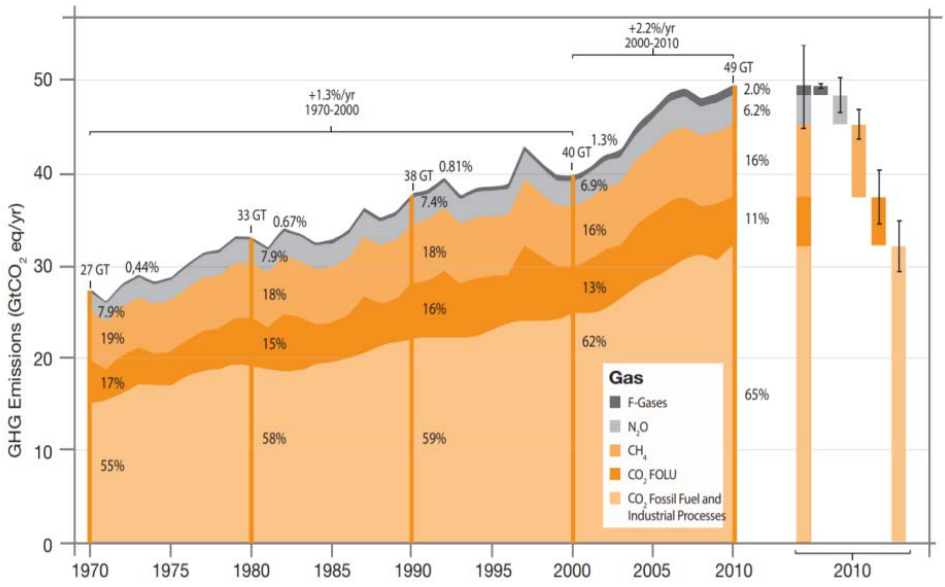


Figure 1 : Emissions de gaz à effet de serre d'origine anthropogénique (1970-2010)

(Source: Intergovernmental Panel on Climate Change 2014 [1])

« Nous entrons dans une nouvelle ère énergétique » soulignait l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) dans son « World Energy Outlook 2017 (WEO-2017) » [2] qui décrit l'évolution des productions et consommations d'énergie dans le monde d'ici à 2040. L'IEA anticipe d'abord une profonde modification de la répartition de la demande d'énergie dans le monde sur la période 2016-2040. La croissance de la demande ralentira à raison de 3,4 % par an. Elle sera de 30 % plus élevée d'ici à 2040, soit la moitié de ce qu'elle aurait été sans les politiques d'amélioration de l'efficacité énergétique annoncée. Alors que l'Europe devrait réduire sa consommation de 200 millions de tonnes équivalent pétrole (Mtep), le Japon de 50 Mtep et les Etats-Unis de 30 Mtep, il n'en est pas de même au niveau international (*cf.* Figure 2).

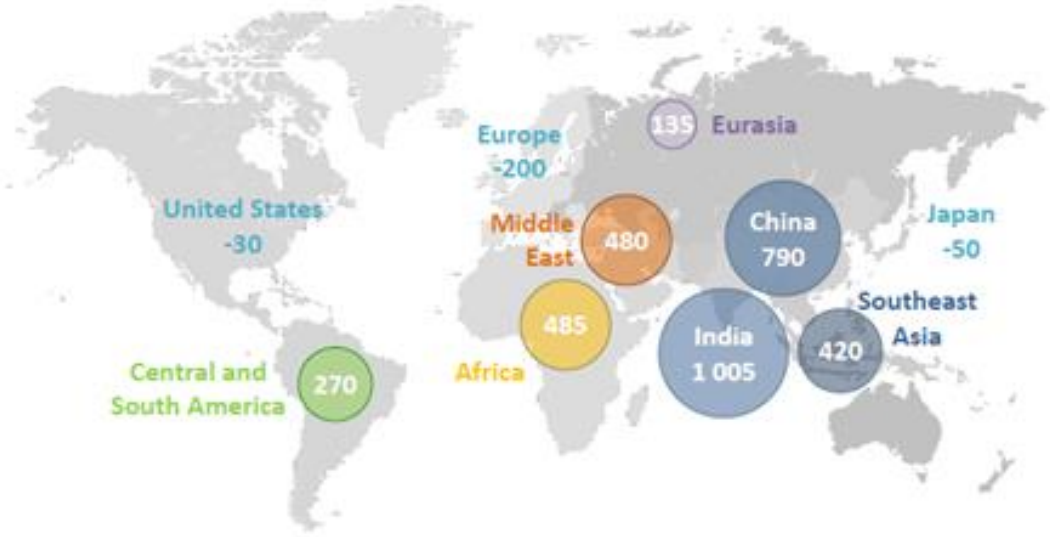


Figure 2 : Evolution de la consommation énergétique mondiale 2016 – 2040

Ayant pris conscience des enjeux climatiques et d'un nécessaire changement de politique énergétique afin de répondre aux besoins d'énergie, plusieurs programmes ont été mis en œuvre. Des conférences internationales et traités ont eu lieu. A titre d'exemple, au niveau international : la COP21 en 2015 à Paris, la COP22 en 2016 à Marrakech, la parution du dernier rapport du GIEC en 2018. L'Union Européenne, en octobre 2014, a adopté le paquet énergie-climat 2030 qui vise trois grands objectifs, la réduction des émissions de gaz à effet de serre d'au moins 40%, la promotion de la part des énergies renouvelable et l'amélioration de leur efficacité énergétique à au moins 27%. Au niveau national, la loi relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV) a été votée en août 2015, ainsi que des plans d'action visant à encourager la préservation de l'environnement et renforcer l'indépendance énergétique de la France. Dans le cadre du débat sur la Programmation Pluriannuelle de l'Energie (PPE) fixant les nouveaux objectifs de la production d'énergie pour 2028, l'ADEME a proposé, en mai 2018, son projet qui trace une trajectoire de transition énergétique ambitieuse et soutenable en baissant de 30 % nos consommations d'ici 2035 tout en doublant la part de la production renouvelable entre 2016 et 2028. L'épuisement des ressources d'énergie d'origine fossile et les contraintes environnementales ont conduit à la mise en place de stratégies et politiques énergétiques pour optimiser la consommation d'énergie et s'orienter vers des sources d'énergie propres.

L'Union Européenne s'est fixée l'objectif d'atteindre 20% de sa consommation totale d'énergie provenant de sources renouvelables pour 2020. Plusieurs directives ont été mises en place pour encourager la rationalisation de la consommation d'énergie et favoriser l'exploitation

du potentiel des états membres. Une attention particulière a été réservée au développement de la filière de la cogénération (directive 2012/27/UE [3]) et les réseaux de chaleur et froid qui offrent une économie d'énergie importante. L'accent a été mis sur la cogénération à haut rendement. Cette directive vient renforcer celles de 2004 (directive 2004/8/CE [4]) et de 2006 (directive 2006/32/CE [5]).

Selon l'IPCC 2014 [6], la majorité des émissions indirectes de CO_2 proviennent de la production d'électricité et de chaleur qui sont attribuées aux secteurs d'utilisation finale de l'énergie. De ce fait, il est impératif de réfléchir à des solutions pour une production d'électricité moins émettrices en CO_2. L'efficacité énergétique est un facteur important, elle est basée sur la réduction du coût de l'énergie en offrant une possible innovation technologique. C'est cette quête d'efficacité énergétique qui a donné naissance à plusieurs dispositifs et stratégies dont la cogénération. Les systèmes de cogénération sont des solutions qui peuvent répondre aux enjeux cités ci-dessus, en particulier l'amélioration de l'efficacité énergétique et la réduction des émissions de gaz à effet de serre. La cogénération - la production combinée de chaleur et d'électricité - englobe tous les concepts et toutes les technologies selon lesquels la chaleur et l'électricité sont générées en un seul système (*cf.* Figure 3), l'énergie excédentaire pouvant être stockée ou injectée dans le réseau. Ce type d'installation peut assurer l'approvisionnement énergétique d'un bâtiment résidentiel ou tertiaire (dans le cas de la micro-cogénération) en utilisant une chaudière fonctionnant au gaz naturel ou à la biomasse. Cela permettra la production de la chaleur pour le chauffage, de l'eau chaude sanitaire et de l'électricité grâce à un cogénérateur.

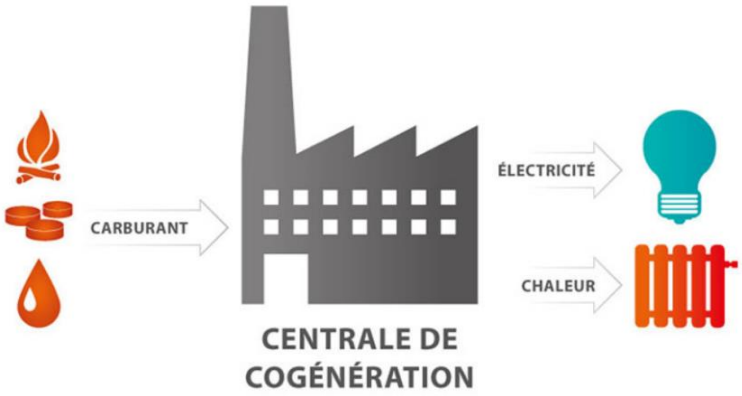


Figure 3 : Principe de la cogénération

Une unité de cogénération est constituée de trois principaux composants : un élément thermochimique qui consiste en une source de chaleur permettant de libérer l'énergie contenue

dans le combustible, un convertisseur d'énergie chaleur-électricité, appelé aussi cogénérateur, et un récupérateur de chaleur qui a pour rôle d'alimenter le cogénérateur et/ou de préchauffer le fluide caloporteur circulant dans le cogénérateur.

Selon la gamme de puissance produite par les unités de cogénération, tout type confondu, trois catégories peuvent être distinguées. On retrouve d'abord les installations à faibles puissances (< 36 kW) dites unités de micro-cogénération qui englobent les moteurs à cycles de Stirling, Rankine, Ericsson, les moteurs à combustion interne, les micro-turbines. Puis, les installations à moyennes puissances (36 – 250 kW) dites unités de mini-cogénération, regroupent les modules photovoltaïques, les moteurs à combustion internes et les mini-turbines. Les installations de puissances de l'ordre du MW sont généralement classées dans la catégorie à grande puissance. La France est le 3ème plus grand parc Européen en terme d'installations de cogénération (4 % de la production d'électricité globale est issue de la cogénération). Cette participation représente environ 1,4 GW_{el}. Cela reste relativement faible compte tenu de la puissance électrique totale installée dans le pays (5,2 GW_{el}).

Pour satisfaire aux critères énergétiques et environnementaux mis en place, des solutions concrètes doivent être proposées pour rationaliser l'utilisation d'énergie et réduire les contraintes environnementales liées à sa production. La principale motivation de cette thèse est de participer à cet objectif en développant une unité de micro-cogénération prototype à composants dissociables qui peuvent être étudiés séparément.

Dans ce type d'application, plusieurs disciplines sont impliquées (thermique, hydraulique, thermodynamique). L'unité de micro-cogénération, qui a fait l'objet de cette étude, est constituée d'une chaudière biomasse d'une puissance de 30 kW, d'un moteur à air chaud de type Ericsson dédié à la production d'électricité et d'un échangeur de chaleur air – gaz brûlés en contact direct avec les produits de combustion qui permet d'alimenter en air chaud le moteur Ericsson (*cf.* Figure 4).

Des travaux sur des unités de cogénération ont été largement conduits, mais peu traitent des unités de micro-cogénération équipées d'un moteur Ericsson et utilisant la biomasse solide comme combustible. Compte tenu de la présence de phénomènes physiques de différentes natures qui entrent en interaction (transfert de masse et d'énergie, rayonnement, convection, conduction) et la taille de l'unité de micro-cogénération, sa modélisation est vite devenue un réel défi.

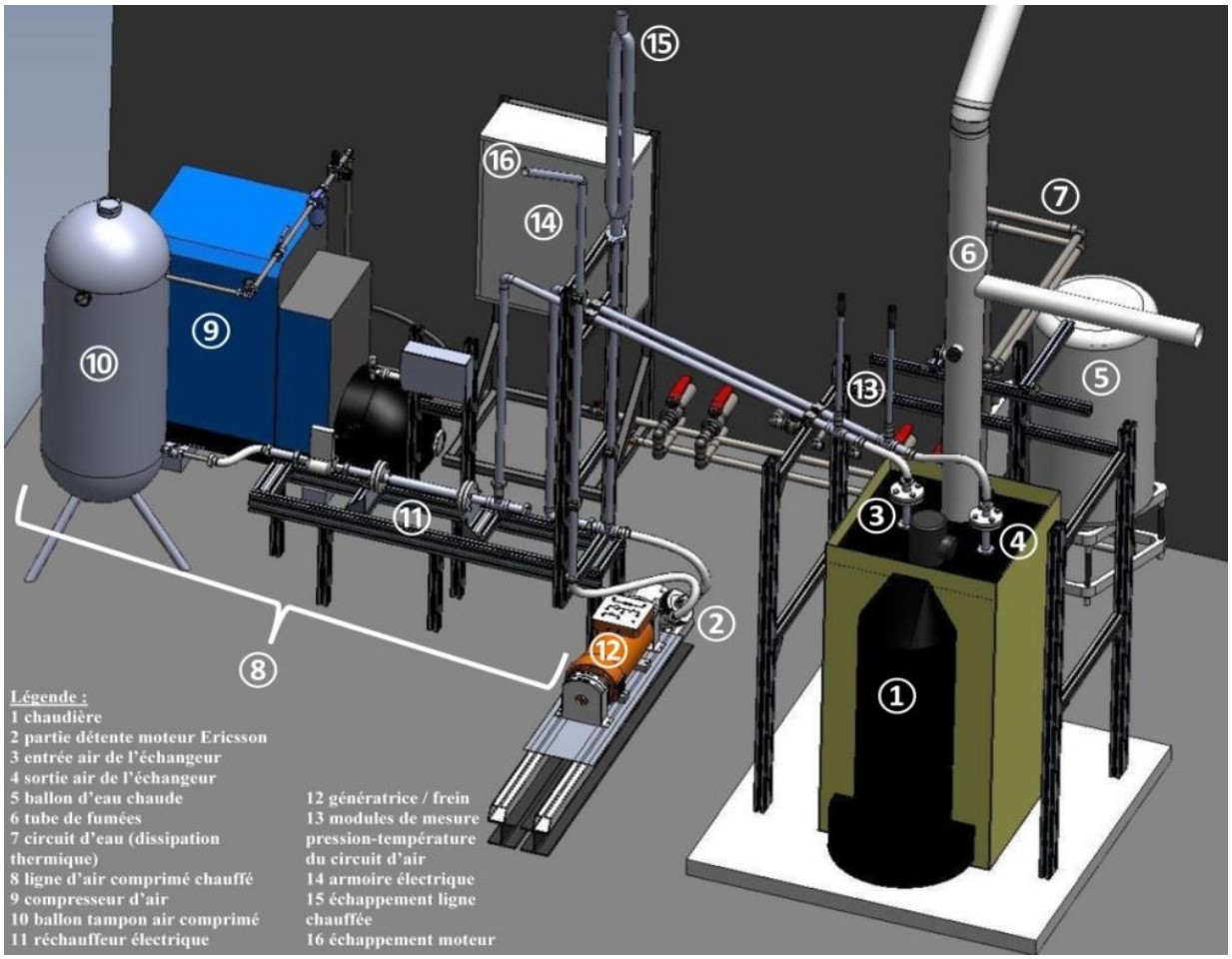


Figure 4 : Vue globale de l'unité de micro-cogénération

L'intérêt de cette installation, est de pouvoir dissocier ses composants afin qu'ils puissent être étudiés séparément. Les différents composants sont instrumentés et étudiés expérimentalement dans le but de les caractériser et recueillir une quantité très importante de données qui sont, par la suite, traitées, analysées et comparés aux résultats du modèle dynamique.

Ce mémoire est structuré comme suit. Le premier chapitre est consacré à la définition de la cogénération avec la description du concept sur lequel cette technologie est basée. Les avantages de la cogénération sont également soulignés. Un accent est mis sur la micro-cogénération avec un état de l'art des travaux menés sur les composants d'une unité de micro-cogénération, à savoir, les chaudières biomasse, les échangeurs de chaleur et les cogénérateurs adaptés à cette technologie. Le deuxième chapitre expose les résultats de l'étude menée sur la chaudière biomasse. Dans un premier lieu, les résultats de la campagne expérimentale sont discutés. Le but de cette étude est d'étudier l'impact des conditions opératoires sur le comportement dynamique de la chaudière biomasse. Cette étude permet également de mesurer des données expérimentales

nécessaires pour alimenter et valider le modèle dynamique 0D. La deuxième partie présente les résultats d'une caractérisation des émissions polluantes au niveau de la cheminée de la chaudière (avec et sans injection d'air secondaire dans le pot de combustion). Le modèle dynamique 0D de la chaudière, développé sous le formalisme Bond Graph, est abordé dans la troisième partie de ce chapitre. Le troisième chapitre a été consacré à l'étude menée sur l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés. La première partie de ce chapitre expose les résultats de l'étude expérimentale menée sur l'échangeur air –gaz brûlés inséré dans le pot de combustion. L'effet des conditions de l'air (pression, température et débit) à l'entrée de l'échangeur de chaleur a été étudié. Les résultats d'une étude CFD sur l'échangeur modèle sont présentés et discutés. Ces résultats complètent les données obtenues par l'étude expérimentale. Cette quantité de données a permis de développer et de valider le modèle dynamique 0D de l'échangeur de chaleur, modèle décrit dans la dernière partie de ce chapitre, pour reproduire le fonctionnement dynamique de l'échangeur.

Ces travaux de cette thèse ont été co-financés par la région Hauts-De-France et l'Agence De l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie (ADEME).

Chapitre 1. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 La cogénération

Historiquement, la cogénération date de la production d'électricité. Le concept de centrale électrique centralisée est né quand l'électrification a commencé à remplacer l'éclairage au gaz et au kérosène dans les quartiers résidentiels. Les systèmes de chauffage urbain étaient populaires à la fin des années 1800, tandis que l'électrification de bâtiments commençait avec la centrale électrique de Thomas Edison, installée à Pearl Street Station à New York en 1882 pour éclairer 1400 lampes. Les deux systèmes, chauffage et éclairage, ont été rapidement combinés. Avec le développement des grands groupes électrogènes centralisés, l'achat de l'électricité à un service public central est vite devenu accessible, ce qui a conduit à la fin de la cogénération dans les installations industrielles. Cependant, la crise énergétique de 1973 a entraîné un nouveau développement de la cogénération et de la micro-cogénération [7, 8]. En 2008, dans son rapport annuel World Energy Outlook (WEO), l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) encourage la mise en place de la cogénération afin de promouvoir cette voie de production d'énergie [9]. Les politiques d'incitation dans plusieurs pays ont eu des effets importants sur le développement de la cogénération. Ces pays ont d'abord fixé des objectifs et créé des services gouvernementaux pour identifier leurs potentiels de cogénération. Ces services ont fait ensuite la promotion d'outils et de solutions stratégiques pour le développement de la cogénération. Il a été souligné dans ce rapport que la cogénération contribue à environ 10 % de la production d'électricité dans le monde et que seuls quatre pays (Danemark, Finlande, Russie et Lettonie) ont mis en œuvre avec succès la cogénération pour leur production d'électricité avec un taux supérieur à 30 %.

La cogénération est définie comme étant un procédé consistant à produire, de manière simultanée et au sein de la même installation, deux formes d'énergie finale à partir d'une seule source d'énergie primaire [10]. Parmi les énergies produites, deux énergies essentielles peuvent être recensées, l'énergie thermique (chaleur) et l'énergie mécanique. La première peut être utilisée pour le chauffage, à des procédés industriels et/ou la production d'eau chaude. La deuxième peut être transformée en énergie électrique qui peut être autoconsommée ou bien réintroduite sur le réseau électrique public [11]. La génération de l'électricité peut avoir lieu sans passer par l'énergie mécanique dans le cas de la cogénération solaire en utilisant des panneaux photovoltaïques [12] ou une pile à combustible [13].

1.1.1 Les avantages de la cogénération

La production combinée de chaleur et d'électricité (en anglais, Combined Heat and Power : CHP) ou cogénération est nettement plus efficace qu'une production séparée. Le rendement d'une installation de cogénération est défini comme étant la somme des deux rendements thermique et électrique [14]. Il est possible d'atteindre des rendements globaux de cogénération de 80 à 90% [15] alors qu'un rendement électrique est de l'ordre de 40% dans une centrale électrique. En outre, l'utilisation de cette technologie avec une énergie primaire de source renouvelable ou bien avec de la chaleur résiduelle provenant de différents procédés industriels est une solution pour réduire les émissions de gaz à effet de serre [16]. Considérant le potentiel de cette technologie pour produire de l'énergie de manière efficace et avec des bénéfices environnementaux, plusieurs études et approches théoriques et expérimentales avec une optimisation technico-économique ont été développées. Certaines de ces approches comprennent des concepts clés de la thermo-économie, comme le dimensionnement des contraintes en termes de coût des composants et l'identification des variables thermodynamiques (puissance, débit massique, flux de chaleur, enthalpie, entropie, pertes de chaleur, rendement, efficacité de l'échangeur de chaleur) [17 – 21].

Néanmoins, la cogénération présente quelques inconvénients comme le coût élevé des équipements et la nécessité de prévoir des systèmes de stockage d'énergie thermique ou/et électrique. Car pour les applications résidentielles où la demande de chaleur et d'électricité n'est pas toujours synchronisée, il convient de stocker la chaleur produite durant les heures de pointe pendant lesquelles la demande d'électricité est accrue pour satisfaire des demandes ultérieures [22].

1.1.2 La micro-cogénération biomasse en France

En France, on parle de micro-cogénération quand la puissance électrique produite est inférieure à 36 kW_{el}. La source de l'énergie primaire, utilisée dans les unités de cogénération, peut être d'origine fossile (gaz, fioul, charbon, etc …) ou d'origine renouvelable comme la géothermie, l'énergie solaire, le biogaz ou la biomasse. Les systèmes de cogénération utilisant une source d'énergie d'origine renouvelable permettent de produire de la chaleur et de l'électricité avec un taux d'émission de CO_2 et NOx relativement bas comparé à la cogénération à partir d'une source d'énergie d'origine fossile [23]. Parmi les énergies renouvelables, la biomasse est la seule qui permet un stockage d'énergie sous forme de molécules hydrocarbonées stables, disponible pour approvisionner les installations de production de chaleur.

Actuellement en France, la biomasse-énergie est la plus importante source d'énergie renouvelable. Elle représente plus de la moitié de la production d'énergie finale et contribue

significativement à réduire la consommation d'énergies d'origine fossile. D'après le Ministère de la Transition Ecologique et Solidaire Français, la puissance électrique produite par le parc des installations à partir de la biomasse solide a atteint 1 495 MW en fin 2016.

1.1.3 La micro-cogénération, technologie soutenue en France

Comme évoqué dans l'introduction, l'Union Européenne a mis en place des directives [3-4] afin d'inciter les états membres à conduire une étude de leur potentiel d'une cogénération hautement rentable dans leur pays et établir des programmes de soutien pour encourager cette filière. A l'échelle nationale, l'état français a adopté des arrêtés (PI01, C13, C16, etc…) et des décrets pour soutenir et promouvoir la micro-cogénération. Ce soutien se traduit par des aides financières à l'acquisition des équipements et leur maintenance et une obligation d'achat de surplus d'électricité produite par les installations de cogénération de puissance inférieure à 50 kW. Le tarif d'achat dépend de plusieurs paramètres : taux d'économie d'énergie primaire, rendement thermique de l'installation, rendement électrique de la production, rendement de référence pour la production séparée de chaleur, rendement de référence pour la production séparée d'électricité, taux d'électricité autoconsommée. A titre indicatif, pour les installations de micro-cogénération les tarifs d'achat varient entre 14,5 et 18,5 c€/kWh.

1.2 Systèmes de micro-cogénération à combustion biomasse solide

Avec l'introduction de législations environnementales de plus en plus strictes et l'urgence croissante de lutter contre le changement climatique, les ressources énergétiques renouvelables jouent un rôle crucial dans le remplacement des combustibles fossiles qui alimentent le système de cogénération traditionnel. De toutes les ressources énergétiques renouvelables, la biomasse est abondante et importante [24, 25]. Elle est de plus en plus utilisée comme combustible de remplacement pour le chauffage des locaux, la production d'électricité et la production combinée de chaleur et d'électricité [26]. En raison de ses propriétés intrinsèques, la biomasse convient davantage aux systèmes de cogénération décentralisés à petite et micro-échelle.

La biomasse englobe une grande variété de matériaux : le bois de diverses sources, les résidus agricoles et les déchets animaux et humains. Elle est constituée principalement de polymères complexes de carbone, hydrogène, oxygène, azote, souffre en faibles quantités et d'éléments inorganiques [27]. Les combustibles issus de la biomasse solide utilisables par les systèmes de micro-cogénération peuvent se présenter sous formes de granulés de bois (pellets), bûches, rondins de bois, plaquettes, etc... Il est pertinent de rappeler que le chauffage à bois est

souvent utilisé comme une source d'énergie pour les réseaux de chauffage urbain, habitations individuelles, les chaufferies collectives et les bâtiments publics [28].

La production de chaleur et d'électricité à partir de la biomasse solide est considérée comme l'une des principales alternatives au développement durable. La conversion thermochimique de la biomasse en énergie repose sur trois principaux procédés :

- ✓ La combustion directe : il s'agit du processus le plus commun pour transformer la biomasse en une énergie primaire. Cette combustion est réalisée en présence d'oxygène à une température supérieure à 900°C générant une énergie de l'ordre de 14 à 18 MJ/kg avec un rendement d'environ 75% [29]. Durant la réaction de combustion, le combustible passe d'abord par une évaporation endothermique afin d'éliminer l'humidité contenue dans la biomasse à une température d'environ 100°C. Après l'évaporation, commence l'étape de la combustion où se produit la décomposition des macromolécules à une température de l'ordre de 200°C formant des gaz. Ces gaz se composent essentiellement du monoxyde de carbone (CO) et d'hydrogène (H_2). Ce dernier est à l'origine de la flamme en s'oxydant en contact avec l'air. Pour cette étape, la température peut monter jusqu'à 800 - 1000°C [30]. Les principaux produits de la combustion de la biomasse sont le dioxyde de carbone (CO_2), la vapeur d'eau (H_2O), le monoxyde de carbone (CO), et des oxydes d'azote (NOx). D'autres produits peuvent être cités, comme les poussières, des composés organiques volatils (COV). Le résidu solide de la combustion constitue les cendres. Une forte teneur en cendres donne lieu à des problèmes d'encrassement.

- ✓ La gazéification : elle désigne la destruction exothermique de la biomasse avec un défaut d'air. Cela stipule qu'il n'y a strictement plus d'oxygène dans les gaz produits. La gazéification est un procédé énergétique produisant un gaz qui peut remplacer les combustibles fossiles dans les applications de production d'électricité, de chaleur et/ou de cogénération à haut rendement, et peut être utilisée pour la production de combustibles liquides et de produits chimiques par le biais de gaz de synthèse (syngaz) [31]. La combustion d'un gaz de synthèse est plus propre et plus efficace que la combustion directe de la biomasse [32]. Malgré le rendement électrique élevé que peut assurer la gazéification (23%) comparé à celui obtenu par la combustion directe (13%), la gazéification est plus complexe à mettre en œuvre. Il est difficile d'obtenir une qualité satisfaisante de syngaz afin de le brûler de

manière efficace dans un moteur à gaz sans risque de détérioration. Il existe trois technologies pour la gazéification de la biomasse : réacteur à lit fixe [33], réacteur à lit fluidisé [25] ou bien réacteur à lit entraîné [34]. La différence entre les trois réacteurs est basée sur les moyens supportant le combustible solide dans le réacteur, le sens de l'écoulement de la charge et de l'oxydant et la source de la chaleur fournie au réacteur.

- ✓ La pyrolyse : il s'agit d'une dégradation de la biomasse par chaleur en absence d'oxygène pour une plage de températures allant de 300 à 600°C. Ce processus endothermique produit trois combustibles secondaires : un combustible gazeux non condensable (CO, CO_2, H_2, H_2O et des matières volatiles sous forme d'hydrocarbures gazeux C_xH_y), un combustible liquide issu de la condensation des vapeurs (huiles et hydrocarbures lourds) et une matière solide résiduelle riche en carbone (charbon). Les proportions des combustibles produits dépendent principalement de la température, la densité de flux de chaleur apportée, la vitesse de pyrolyse, le temps de séjours des gaz à haute température et la granulométrie des particules [35].

Le procédé qui nous intéresse ici est la combustion directe. Selon Wolf *et al.* [36], il existe trois techniques de combustion différentes pour la biomasse :

- ✓ La combustion à grille : cette technologie repose sur un processus par lequel la biomasse solide est placée sur une grille et les matériaux sont déplacés lentement à travers la chaudière. Le mélange est ensuite brûlé avec de l'air fourni par des orifices dans la grille.
- ✓ La combustion à lit fluidisé, où la biomasse est habituellement mélangée au sable et maintenue en suspension dans un mélange avec l'air entrant.
- ✓ La troisième technologie citée par les auteurs utilise du combustible pulvérisé pour lequel la biomasse est broyée en poudre et brûlée.

Les systèmes de micro-cogénération basés sur la biomasse sont de plus en plus populaires et diverses recherches ont été menées dans ce domaine. Aoun [37] a étudié la faisabilité d'un système μ-CHP Rankine alimenté par une chaudière biomasse et un capteur solaire. Un travail similaire a été réalisé par Brou [38]. Bouvenot [39] a présenté une étude expérimentale et une modélisation dans l'environnement TRANSYS de deux prototypes de micro-cogénérateurs, un moteur Stirling à gaz et un moteur à vapeur à granulés de bois. L'objectif de l'étude était d'évaluer

les performances énergétiques et environnementales des deux cogénérateurs dans la configuration où un couplage avec un bâtiment est réalisé. Sartor *et al.* [40] ont effectué une étude dont l'objectif était de déterminer la meilleure intégration d'un système de stockage de chaleur à une centrale de cogénération biomasse alimentant un réseau de chauffage urbain à Liège (Belgique). Le but était de minimiser le coût de la chaleur d'une installation de chauffage en réduisant ses impacts environnementaux tout en respectant les politiques mises en place par le gouvernement Belge pour ce type d'installation.

En terme de gamme de puissance, les installations de l'ordre du kW_{el} sont beaucoup plus adaptées aux applications résidentielles [41]. La commercialisation de ce type de technologie, développée de manière intensive au cours des dernières années, a entrainé des études de leurs performances techniques, économiques et environnementales [42 – 44]. Bernotat *et al.* [24] ont étudié les possibilités d'utilisation de la cogénération basée sur la biomasse en Suède et dans les États Baltes pour des habitations groupées. Ils ont conclu que la cogénération à petite échelle (demande annuelle de 500 MW_{th}) offre de grandes perspectives si la demande totale de chaleur dans une région est suffisamment élevée. Car dans leur investigation, le système de cogénération sert d'appoint en cas de demande élevée en électricité.

Dans le cas d'utilisation de la biomasse solide comme combustible, il existe plusieurs types de cogénérateurs adaptés aux unités de micro-cogénération biomasse. Parmi ces cogénérateurs qui peuvent être couplés à des chaudières biomasse, on retrouve les moteurs à combustion interne (MCI) [45, 46], les micro-turbines à gaz (μGT) [47, 48], les générateurs thermoélectriques [49, 50], les turbines à Cycle de Rankine Organique (ORC) [51, 52] et les moteurs à combustion externe (Stirling [53, 54] et Ericsson [55]).

Les moteurs à combustion interne représentent une technologie avancée déjà commercialisée. Ils fournissent un rendement électrique relativement bon avec une puissance électrique allant de 1 à 33 kW_{el}, mais entraînent des émissions polluantes selon le combustible utilisé. Cet inconvénient est inexistant pour les moteurs à air chaud de type Stirling et Ericsson qui ont l'avantage d'avoir une combustion externe d'où la possibilité d'utiliser différents combustibles dont le bois. Ces moteurs sont encore dans la phase de recherche et développement, avec un rendement faible comparé à leur performance théorique, et ont un coût assez élevé. Les unités de micro-cogénération utilisant les moteurs à air chaud permettent de réduire les émissions de gaz à effet de serre.

Peacock *et al.* [56] ont montré qu'une réduction des émissions de CO_2 entre 500 kg et 1000 kg par an par ménage peut être réalisée pour les unités de micro-cogénération de $1kW_{el}$ utilisant

un moteur Stirling. D'après la littérature, le moteur Stirling semble être la technologie la plus mature pour l'utilisation de la biomasse dans le cas d'une micro-cogénération pour une production décentralisée d'électricité à petite échelle. Malgré leur faible rendement électrique, les moteurs Stirling sont quand même utilisés pour des applications de cogénération à faible puissance grâce à leur rendement thermique élevé. En particulier, les unités de micro-cogénération avec un moteur Stirling ont un rendement électrique entre 12 et 35% alors que le rendement global se situe entre 85 et 90 % [57, 58].

Cardozo *et al.* [59] ont mené une étude expérimentale sur un brûleur à granulés de bois d'une puissance de 20 kW_{th} couplé à un moteur Stirling. L'étude consistait à étudier l'influence de plusieurs paramètres sur la performance énergétique du moteur Stirling : le type de pellets utilisés, l'encrassement de la tête du moteur à cause des imbrûlés, l'impact de la distance entre le brûleur et la tête du moteur Stirling et le fonctionnement cyclique du moteur. Ils ont conclu que l'échange thermique au niveau de la tête se détériore progressivement avec l'encrassement et que le rendement thermique dépend fortement de la position du moteur par rapport au brûleur. Le rendement global du système a été estimé à 72%.

Une étude similaire a été menée par Arashnia *et al.* [54] sur une unité de micro-cogénération biomasse avec un moteur Stirling de type gamma. La puissance nominale de l'unité est de l'ordre de 100W. Ses performances ont été étudiées en fonction des conditions opératoires, des flux de chaleur, des températures et du type de biomasse. Les résultats montrent qu'un rendement maximum de 16% est atteint pour un régime modéré du moteur Stirling d'environ 500-600 tr/min. Les résultats des essais ont confirmé le fait que les moteurs Stirling sont capables d'atteindre une puissance de sortie très importante. Le rendement thermique du moteur Stirling a été augmenté de 20 %. Les auteurs ont conclu que les résultats sont encourageants pour lancer la conception d'un système de micro-cogénération d'un kW pour l'électrification rurale. Contrairement au moteur à combustion interne, les moteurs Stirling nécessitent peu d'entretien et sont peu bruyants [60]. Les moteurs Ericsson sont également proposés pour la production d'électricité dans ces unités. Ils appartiennent à la classe des moteurs à combustion externe et peuvent potentiellement fonctionner sur un circuit fermé ou ouvert contrairement au moteur Stirling [51, 62]. Les avantages du moteur Ericsson sont la polyvalence de la source de chaleur, comparés aux moteurs à combustion interne, l'absence d'une source froide, contrairement aux turbines à ORC ou aux moteurs Stirling et la présence de soupapes permettant de contrôler les performances du moteur [63].

Creyx *et al.* [64] ont fait une étude d'optimisation d'un moteur Ericsson d'une unité de micro-cogénération biomasse. Le moteur Ericsson étudié se compose d'un cylindre de compression et un cylindre de détente alimenté en air chaud via un échangeur de chaleur. Les auteurs ont effectué une analyse de sensibilité afin de déterminer les conditions de travail optimales du moteur : plages de température et de pression de l'air en entrée du cylindre de détente, délais de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, prise en compte des pertes dynamiques (pertes de charge, pertes thermiques à la paroi du cylindre, frottements mécaniques). L'objectif était d'étudier la possibilité de coupler un moteur à air chaud basé sur un cycle Ericsson à une chaudière biomasse permettant d'atteindre un rendement thermodynamique théorique d'environ 37,6%.

Les turbines à gaz sont une technologie bien établie pour les applications de micro-cogénération avec des puissances électriques supérieures à 30 kW_{el} [65]. Talbott's Heating Ltd. [66] ont développé un système de combustion de biomasse à petite échelle. Le système utilisant une chambre de combustion biomasse alimente indirectement une micro-turbine à gaz par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur à haute température. L'installation a une puissance de 100 kW_{el} avec un rendement électrique de 17% et un rendement global de 80-85%. Les principaux facteurs techniques qui entravent le développement de micro-turbines de quelques kW sont principalement liés aux pertes thermiques et mécaniques et aux coûts [67]. Les micro-turbines à gaz présentent un rendement électrique faible (15 - 17%) pour les petites puissances (inférieures à 50 kW) et nécessitent une source d'énergie stable [68, 69]. Ceci limite leur intérêt par rapport aux autres systèmes de conversion d'énergie.

Les piles à combustible sont des dispositifs électrochimiques qui combinent l'hydrogène et l'oxygène pour produire de l'électricité, de la chaleur et de l'eau chaude. Les systèmes de micro-cogénération à piles à combustible sont basés sur deux technologies : des piles à combustible à membrane à électrolyte polymère (PEFC ou PEMFC) basse température (environ 80°C) et des piles à combustible à oxyde solide haute température (SOFC) fonctionnant à environ 800-1000°C. Le biogaz, qui contient principalement du méthane et du dioxyde de carbone, peut être utilisé comme combustible dans une pile à combustible à oxyde solide (SOFC) pour produire de l'électricité à haut rendement et à faible impact environnemental [70, 71]. Dans l'analyse d'un système de micro-cogénération d'un kW_{el} basé sur une pile à combustible à oxyde solide, Xu *et al.* [72] ont constaté que le système SOFC-CHP conçu peut produire 1,005 kW_{el} et 0,521 kW_{th} et atteindre un rendement électrique de 52,1 % et un rendement global de 79,2 %. Les piles à combustible représentent un grand intérêt pour les applications du bâtiment en raison de leur

rendement électrique élevé même à charge partielle, de leurs faibles émissions, de leur fonctionnement quasi silencieux et de la souplesse d'utilisation du combustible [73]. Elles ont un rendement électrique intéressant même dans des applications à petite échelle et sont donc recommandées lorsque l'objectif premier est la production d'électricité. Ces générateurs sont l'une des nouvelles technologies les plus prometteuses pour les applications distribuées à petite échelle [74]. En raison de productions annuelles encore modestes, les coûts de production de systèmes pile à combustible restent particulièrement élevés, avec une durée de vie de la pile à combustible réduite.

Les turbines à ORC s'insèrent dans la technologie de combustion externe adaptée à la micro-cogénération biomasse. Les turbines à ORC couplées aux unités de micro-cogénération biomasse sont utilisables pour les applications résidentielles où les besoins énergétiques des bâtiments, environ 30 kW_{el}, peuvent être couverts par ce type d'installation. Ces systèmes assurent un rendement d'environ 15% en électricité et de 60 à 70 % en chaleur [75]. Qiu *et al.* [76] ont étudié la faisabilité d'une intégration d'un système ORC à une unité de micro-cogénération biomasse. L'installation se compose d'une chaudière biomasse, un évaporateur, un alternateur, un récupérateur de chaleur et un condenseur. Les résultats expérimentaux ont montré un rendement électrique de 1,41% et un rendement global de 78,69%. Une analyse paramétrique a été effectuée pour différentes configurations ORC par Algieri *et al.* [77]. Plus précisément, trois fluides organiques ont été considérés avec des conditions différentes (vapeurs saturées et surchauffés) à l'entrée de la turbine. L'analyse économique du système réalisée a montré qu'une installation de 18,8 kW_{th} avec un rendement de cogénération de 70,2% est une solution intéressante pour des applications à petite échelle. Le coût d'un système ORC est similaire à celui des turbines à gaz et est 60% inférieur à celui d'un moteur Stirling [78].

Un récapitulatif des différentes technologies avec l'ensemble des source de chaleur, rendement et stade développement est donné dans le Tableau 1.

Micro-cogénérateur	Cycle Organique de Rankine	Micro-turbine	Moteur à combustion interne	Moteur Stirling	Moteur Ericsson	Pile à combustible
Source de chaleur	Bois énergie [76] Solaire Géothermie	Bois énergie Gaz naturel	Bois énergie Bio fioul Biogaz	Bois énergie Solaire Géothermie	Bois énergie Gaz naturel [174] Solaire	H_2
Rendement électrique/ thermodynamique	$\eta_{él} = 7 – 20$ % [51]	$\eta_{él} =$ 25 – 40 %	$\eta_{él} = 20 – 45$ %	$\eta_{él} = 12 – 35$ % [43]	$\eta_{th} = 29 –$ 37,6 % [61] [55] [173]	$\eta_{él} = 25 –$ 60%
Rendement global	70 – 90% [51]	60 – 80%	80 – 95%	72 – 95 % [59]	NC	65 – 90%
Stade de développement [43]	Développement (début de commercialisation)	Prototype	Largement répandu	Développement (début de commercialisation) [175]	Prototype [61]	Technologie éprouvée

Tableau 1 : Récapitulatif des différentes technologies de micro-cogénérateur

1.3 Présentation des composants de micro-cogénération : chaudière biomasse et échangeur de chaleur

Comme nous l'avons mentionné, dans le cas d'une cogénération biomasse, la combustion directe de la combustion est assurée par des chaudières biomasse. Elles sont généralement connectées à des cogénérateurs via des systèmes de récupération de chaleur pour chauffer le fluide caloporteur. La connexion peut être effectuée avec des échangeurs de chaleur gaz – gaz. Dans cette partie, sont évoqués des travaux menés sur les chaudières biomasse et les échangeurs de chaleur gaz – gaz.

1.3.1 Chaudière biomasse

La conversion thermique de la biomasse implique de multiples processus physiques et chimiques. Dans le cas idéal, la combustion complète de la biomasse produit du CO_2 et H_2O gazeux. Cette conversion se fait en trois étapes : le séchage de la biomasse (vaporisation de l'eau), la pyrolyse/gazéification (dégradation thermique (dévolatilisation) en l'absence ou en présence d'oxygène extérieur (air) respectivement) et la combustion du charbon de bois et des gaz brûlés (*cf.* Section 1.2). Plusieurs paramètres peuvent influencer la qualité de la combustion de la biomasse au sein de la chaudière. De ce fait, une connaissance approfondie de ces procédés pourrait améliorer les performances des applications à petite échelle, jusqu'à environ 100 kW pour le chauffage domestique, ainsi qu'industrielles de l'ordre du MW. Les technologies utilisées pour les applications à petite échelle comprennent les poêles à bois, les inserts de cheminée à bois, les poêles à accumulation de chaleur ainsi que les chaudières pour bûches, granulés de bois et copeaux de bois [79 – 81]. La chaudière à granulés de bois est identifiée comme la technologie la plus prometteuse puisque ce type de chaudière représente un rendement thermique élevé (>90%) et sa capacité thermique pourrait être modulée pour suivre la variation de la charge thermique. De plus, ce type de chaudières est entièrement automatisé et peut fonctionner en continu sans intervention humaine. Le couplage des cogénérateurs, introduits dans la deuxième partir de la section 1.2, avec une chaudière biomasse est une des technologies les plus répandues pour la micro-cogénération. Les chaudières biomasse sont largement étudiées dans plusieurs configurations en fonction de la puissance délivrée : chaudière biomasse domestique [82, 83], chaudière biomasse industrielle [84]. Peu d'études ont été menées sur les chaudières biomasse à petite puissance.

Carlon *et al.* [85] ont caractérisé les performances de cinq chaudières à granulés de bois (pellets) avec cinq capacités nominales (6, 9,9, 12, 21, et 26 kW). Les objectifs de cette étude étaient de comparer les performances énergétiques des chaudières étudiées en laboratoire et sur des sites externes avec des conditions réelles de fonctionnement. Le but était de mettre l'accent

sur les paramètres qui ont le plus d'influence sur leur efficacité énergétique. Les résultats ont montré que les rendements annuels sur le terrain sont compris entre 65 % et 85 %, un rendement inférieur par rapport aux valeurs de 90 % à 94 % certifiées par les essais en laboratoire. Les rendements ont été corrélés aux facteurs de charge des chaudières et au nombre d'allumages, ce qui a conduit à l'élaboration de courbes de rendement modifiées, aptes à prédire le rendement de la chaudière dans les conditions réelles de terrain.

Un autre travail mené par Verma *et al.* [86] visent à étudier l'influence de la charge et du type de pellets, alimentant une chaudière biomasse avec une puissance de 40 kW, sur ses performances énergétiques. Les résultats ont montré que le type de pellets utilisés et la charge opérationnelle jouent un rôle important sur les performances de la chaudière, d'où l'intérêt de travailler sur leur optimisation. Un autre facteur qui peut influencer considérablement les performances énergétiques de la chaudière biomasse est l'humidité présente dans le combustible solide. Li *et al*. [87] ont montré que quand le taux d'humidité de la biomasse passe de 33% à 50%, le rendement global de la chaudière biomasse décroit de 37,28% à 32,78% et la température adiabatique de flamme baisse de 1546 °C à 1268°C.

Par rapport aux chaudières fonctionnant avec des énergies fossiles, les chaudières biomasse sont moins polluantes [88, 89]. Ghafghazi *et al.* [90] ont souligné divers facteurs qui mènent à la formation d'émissions de particules provenant de la combustion de la biomasse utilisée dans les appareils de chauffage urbain. Une attention particulière a été accordée à la mesure des particules fines, à l'effet des caractéristiques du combustible et à des paramètres de fonctionnement sur la formation de ces particules issues de la combustion de la biomasse. Une étude fine des mécanismes de formation de ces particules à partir de la combustion des pellets de bois, dans des conditions de lit fixe, a été réalisée par Wiinikka *et al*. [91, 92] et Smith *et al.* [93]. Ils ont constaté que les émissions de particules fines peuvent être réduites en diminuant la température dans la chambre de combustion et en maximisant l'efficacité de la post-combustion. La post-combustion était assurée par 12 jets d'air secondaire d'un diamètre de 4mm se trouvant à 60 mm du brûleur avec un angle de 30° par rapport au plan horizontal. A une distance de 75 mm du brûleur, se trouvaient également 12 jets de même diamètre injectant de l'air tertiaire dans la partie haute de la chambre de combustion de la chaudière (*cf.* Figure 5). Une caractéristique clé pour le développement des chaudières biomasse efficaces et à faibles émissions est la compréhension des mécanismes de combustion de la biomasse.

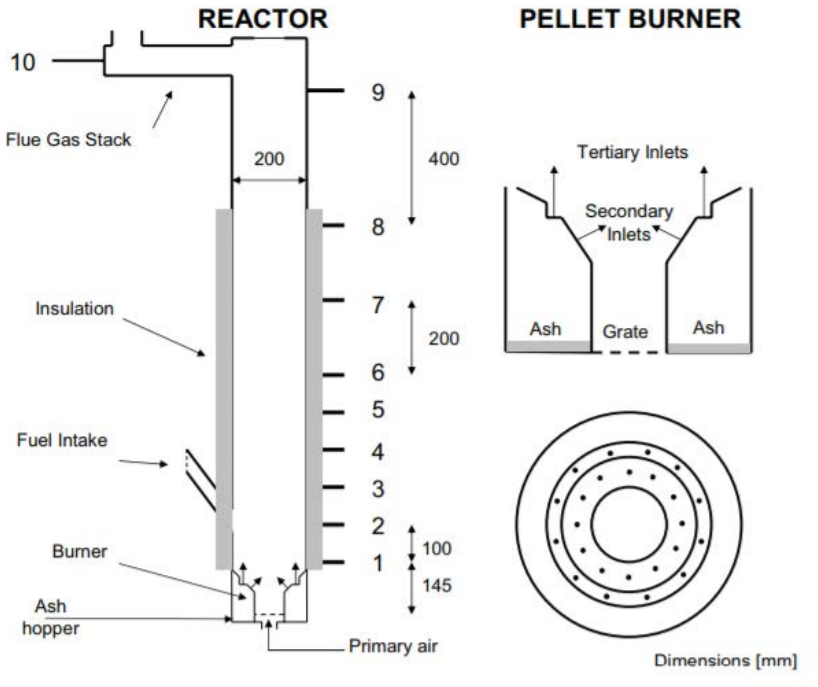


Figure 5 : Vue schématique de la chaudière et du brûleur à granulés utilisés par Wiinikka *et al*. [91, 92]

De nombreuses variables sont impliquées dans ce processus et il est très difficile de prédire le comportement de la combustion de la biomasse. Cependant, la quantité des émissions polluantes au niveau des chaudières biomasse sont réglementées par des normes qui classifient les chaudières en fonction du mode de chargement, de la puissance utile et de la nature du combustible.

En France, pour les chaudières biomasse à chargement automatique avec une puissance nominale inférieure à 50 kW, les normes européennes NF EN 303-5 et NF EN 12809 définissent une limite d'émission de l'ordre de 500 mg/Nm^3. Dans la littérature, de nombreuses études ont tenté de définir des corrélations entre les paramètres de fonctionnement des chaudières biomasse et les émissions polluantes. Mohon Roy *et al*. [94] ont testé, dans une chaudière biomasse prototype d'une puissance de 32 kW, quatre types de pellets (différentes compositions chimiques et différents diamètres) afin d'examiner l'effet des propriétés du combustible sur les émissions polluantes lors de la combustion. Les résultats ont montré que pour tous les types de pellets testés, les émissions moyennes de CO étaient inférieures à 400 mg/Nm^3 et que les émissions de NOx, à l'état d'équilibre, étaient bien corrélées avec la teneur en azote des granulés de bois brûlés. Pour les différents types de combustible examinés, les émissions de NOx étaient plus élevées pour les

pellets qui contiennent plus de N_2. Des méthodes de réduction de polluants ont été testées. Parmi ces méthodes, nous pouvons citer l'injection d'air secondaire au niveau de la partie haute de la chambre de combustion afin d'augmenter l'excès d'air pour assurer une combustion complète. Caposciutti *et al.* [95] ont proposé deux solutions pour réduire les émissions de CO et NOx dans une chaudière biomasse à lit fixe d'une puissance de 140 kW_{th}. La première solution consiste en une injection d'air secondaire, via 6 buses d'injections situées au-dessus du brûleur afin d'assurer une post-combustion (*cf.* Figure 6). La deuxième solution consiste à faire varier l'excès d'air et examiner son impact sur la concentration de CO, NOx et CO_2. Les auteurs définissent un taux d'air λ comme étant le rapport entre la masse d'air secondaire et la masse d'air primaire. Une concentration minimale de CO a été obtenue pour λ=0,4 et un excès d'air e=1,8.

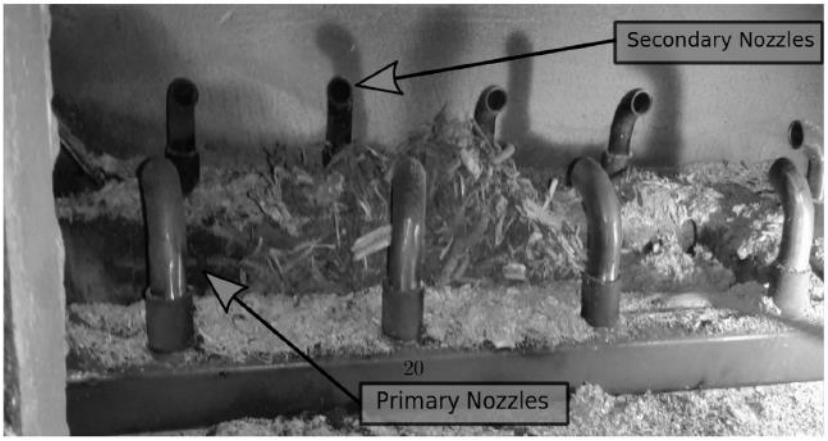


Figure 6 : Brûleur de la chaudière et les buses d'injection d'air primaire et secondaire [95]

Le même constat a été fait par Buchmayr *et al.* [96] qui ont mené une étude sur une chaudière biomasse d'une puissance de 50 kW afin d'examiner l'effet du taux d'air primaire/secondaire, l'humidité du combustible et les caractéristiques de la chaudière sur les produits de combustion de biomasse. Ils ont constaté que le rapport entre les débits masse d'air primaire et secondaire joue un rôle clé sur le niveau de la température de la zone de combustion primaire, en raison de son influence directe sur les émissions de polluants et sur la température des gaz au niveau du brûleur.

1.3.2 Echangeurs de chaleur adaptés à la combustion biomasse

La récupération et l'exploitation de l'énergie calorifique des produits de combustion peuvent s'avérer un moyen efficace pour améliorer les performances énergétiques des installations et réaliser des économies d'énergie. En raison de l'importante demande d'énergie grandissante, l'économie d'énergie est primordiale. Ceci s'applique à tous les procédés

énergétiques où l'énergie thermique, transportée par les gaz brûlés, est perdue à l'échappement sans être convertie en travail utile. Parmi ces procédés énergétiques nous trouvons les centrales électriques, les moteurs à combustion interne, les chaudières, les fours. Bien que certaines pertes de chaleur provenant de ces procédés industriels soient inévitables, des dispositifs peuvent réduire ces pertes en améliorant l'efficacité de l'équipement ou en installant des technologies de récupération de la chaleur. Cela consiste à capter et à réutiliser la chaleur des gaz brûlés dans les procédés industriels pour le chauffage ou pour générer du travail mécanique ou de l'électricité. La chaleur récupérée peut être utilisée pour la production de l'électricité (unité de cogénération), le préchauffage de l'air pour la combustion, le préchauffage des charges des fours et le chauffage des locaux.

Au niveau des installations de micro-cogénération utilisant des chaudières à faible puissance, la récupération de la chaleur s'avère être une méthode très prometteuse. La chaleur récupérée peut être utilisée pour chauffer un fluide caloporteur (vapeur, huile thermique, eau), fournir de la chaleur à un processus ou bien pour le chauffage. Dans les unités de micro-cogénération biomasse à moteur à air chaud, un échangeur de chaleur spécifique à la chaudière biomasse permet d'alimenter le moteur en air chaud. Les échangeurs de chaleur en contact avec les gaz brûlés dans les installations de cogénération sont utilisés pour la récupération de chaleur et augmentent l'efficacité de l'installation. Creyx *et al.* [97] ont réalisé une étude énergétique et exergétique d'un échangeur de chaleur air-gaz brûlés inséré dans le pot de combustion d'une chaudière biomasse. L'échangeur de chaleur consiste en seize tubes en inox réfractaire disposés sous forme cylindrique et reliés entre eux par des ailettes longitudinales (*cf.* Figure 7).

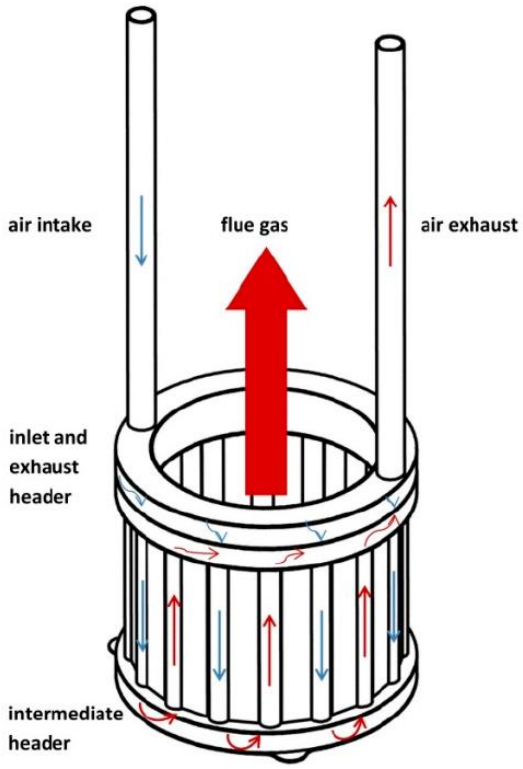


Figure 7 : Echangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés [97]

L'échangeur a été mis au point pour transférer la chaleur des produits de combustion au fluide de travail (air chaud) du moteur Ericsson, fonctionnant à cycle ouvert, d'une installation de micro-cogénération biomasse. Ils ont constaté que le coefficient des échanges globaux air – parois augmente avec l'augmentation du débit volume d'air dans l'échangeur. Sa valeur est plus importante pour de faibles températures d'air à l'entrée de l'échangeur air-gaz brûlés.

Les échangeurs de chaleur utilisés pour la récupération de la chaleur des gaz brûlés issus de la combustion de la biomasse sont soumis à différentes contraintes. Ils sont soumis à des conditions sévères en terme de températures (800 – 1100 °C) [98] donc une résistance à hautes températures s'avère être une caractéristique non négligeable quant au matériau à choisir pour la conception de l'échangeur. Des matériaux spécifiques tels que les céramiques et les alliages d'inox peuvent être adaptés aux températures élevées. Les superalliages à base de nickel sont les plus prometteurs jusqu'à 800 – 850 °C [99]. Les principales configurations d'échangeur supportant ces températures sont les échangeurs tubulaires, les échangeurs à caloducs et les échangeurs à plaques.

Une autre contrainte est l'encrassement des parois qui se manifeste par un dépôt des particules solides issues de la combustion de la biomasse [100 – 102]. Le dépôt de particules de

suie peut avoir un effet négatif sur la qualité des transferts de chaleur et réduire l'efficacité de l'échangeur de chaleur dont le rôle est de récupérer la chaleur des gaz brûlés. Lorsque les parois de l'échangeur sont recouvertes de quelques millimètres de dépôts de suies seulement, le taux des échanges thermiques peut être réduit d'environ 25% [103]. Podesser [104] a mis en évidence les effets de l'encrassement dans son travail sur un échangeur avec faisceau de tubes, pour un moteur Stirling de type alpha associé à un système de micro-cogénération biomasse. Il a été constaté que ce type d'échangeur limite l'encrassement.

Ce type d'échangeur de chaleur est confronté aussi aux phénomènes de corrosion qui augmentent de façon significative lorsque la température du métal de l'échangeur dépasse 450 – 500 °C [105,106]. Les phénomènes de corrosion sont présents dans le cas d'une chaudière biomasse et lorsque les parois de l'échangeur sont en contact direct avec les produits de la combustion chargés en vapeur d'eau. Une température de vapeur supérieure à 500 °C peut conduire à une corrosion sévère dans un délai assez court, ce qui coïncide en outre avec la plage de température du début de fusion des sels alcalins (principalement chlorures et sulfates de potassium et sodium) présents dans les dépôts au sein des chaudières. Ces sels alcalins sont issus principalement du chlore présent dans certains types de biomasse.

Niu *et al.* [107] ont proposé un système de récupération de chaleur traditionnel inséré dans la cheminée d'une chaudière. L'étude a mis l'accent sur la contrainte de l'encombrement qui peut vite devenir un défi au niveau des chaudières de petite taille. Lors de la conception d'un nouvel échangeur, il est nécessaire de prendre en compte toutes les conditions soumises à l'échangeur en terme de chaleur, risque d'encrassement et encombrement réduit au sein de la chaudière. La caractéristique la plus fréquemment étudiée des échangeurs de chaleur est la surface d'échange de chaleur, à partir de laquelle tous les autres paramètres de l'échangeur sont dérivés. En se basant sur les critères et contraintes évoqués, le Tableau 2 dresse une comparaison de plusieurs catégories d'échangeurs qui peuvent être adaptés à une unité de micro-cogénération biomasse utilisant un moteur à air chaud comme cogénérateur [108 – 111]. Les critères de comparaison retenus, par ordre d'importance, sont les suivants : la résistance aux hautes températures, à la pression, l'encombrement, un faible encrassement et la facilité d'intervention de maintenance, les pertes de charge et le coût financier. Les échangeurs multitubulaires à tubes séparés en inox apparaissent les plus appropriés au regard de ces critères que nous retrouvons dans une chaudière biomasse.

Catégorie d'échangeur	Configuration	Haute température (600-800 °C)	Pression (10 bar)	Encombrement	Faible Encrassement / Facilité d'intervention	Pertes de charge	Coût
Tubulaire	Multitubes, à tubes séparés (Entretoises)	+++	++	++	+	++	+
A caloduc	Caloducs	+++ (1100 °C)	++	++	+	++	_ _ _
Tubulaire	Multitubes, à tubes rapprochés (maintien des tubes : ruban spiralé)	+++	++	++	_	++	+
Tubulaire	Multitubulaires à tubes ailetés	+++	++	++	_ _	+	+
A plaques à surface primaire	A plaques soudées ou brasées – échangeur platulaire	++ (600°C)	++ (30-40 bar)	++	_ _ _	NR	NR
Tubulaire	Multitubes, à tubes et calandres	++	++	_	++	_	+
A plaques à surface primaire	A plaques soudées ou brasées	++ (600°C)	++ (50 bar)	_ _	_ _ _	NR	NR

Tableau 2 : Echangeurs de chaleurs gaz - gaz adaptés aux unités de micro-cogénération avec un moteur à air chaud [108 – 111] (NC : non renseigné)

1.4 Modélisations dynamiques et études numériques des unités de cogénération biomasse

Une définition inappropriée des besoins en énergie et un contrôle inadéquat des processus énergétiques peuvent affecter les performances d'un système énergétique et réduire son efficacité. Pour faciliter le processus de conception et surmonter les échecs de conception en amont avec une bonne efficacité énergétique, la modélisation représente une approche très intéressante. Les modèles thermodynamiques peuvent être consolidés par des études numériques type CFD et validés par des données expérimentales [112].

Il existe dans la littérature une multitude d'approches proposées pour modéliser les unités de micro-cogénération biomasse. La modélisation d'une unité de cogénération biomasse nécessite tout d'abord des modèles détaillés de chaque composant de cette unité. Ceci stipule que chaque composant doit être modélisé séparément puis les modèles, après validation, doivent être regroupés pour obtenir un modèle global de toute l'unité.

Dans cette partie nous présentons les travaux menés sur les systèmes de micro-cogénération biomasse en se restreignant aux deux composants intervenant dans cette thèse, à savoir la chaudière biomasse et l'échangeur de chaleur air-gaz brûlés.

1.4.1 Modélisation de chaudières biomasse

La modélisation du fonctionnement des chaudières biomasse a fait l'objet de plusieurs études [113–117]. Des modèles mathématiques basés sur les principes de la thermodynamique ont été développés pour représenter le comportement dynamique des chaudières pendant les phases de fonctionnement telles que le démarrage et les changements de charge [118]. Åström *et al.* [119] ont développé un modèle non linéaire simple, d'une chaudière à tambour, basé sur le premier principe de la thermodynamique et des données de conception de base de la chaudière. Sandberg *et al*. [100] ont présenté un modèle dynamique basé sur les bilans massique et énergétique d'une chaudière biomasse industrielle, d'une puissance de 157 MW_{th}, pour étudier l'effet de l'encrassement sur les performances de la chaudière. La chaudière modélisée est connectée à une turbine pour la production d'électricité.

La modélisation dynamique des systèmes énergétiques, en fonction du temps et des principales zones spatiales, est importante pour simuler le comportement dynamique des macro-systèmes qui peuvent, d'ailleurs, être subdivisés en plusieurs sous-systèmes. Ce type de modélisation permet de réduire le temps et les coûts des études numériques et expérimentales. Les modèles dynamiques peuvent également être utilisés pour la conception, l'optimisation et la validation du procédé étudié.

Tognoli *et al.* [120] ont fourni un modèle dynamique détaillé, en utilisant la méthode des éléments finis, d'une chaudière industrielle à tubes de fumée avec cinq configurations géométriques différentes (rayon et longueur du brûleur, nombre de tubes de fumées, surface d'échange). Le modèle dynamique développé se compose de deux parties principales séparées : les gaz brûlés et l'enveloppe d'évaporation. Les deux parties sont reliées en utilisant un bilan d'énergie. Le fonctionnement des chaudières a été simulé pour répondre à quatre profils de demande de vapeur différents.

Un modèle dynamique appliqué à deux chaudières biomasse d'une puissance nominale de 6 et 12 kW a été présenté par Carlon *et al*. [121]. Le modèle développé avec TRNSYS effectue des bilans de masse et d'énergie des deux chaudières en fonction du temps. Le modèle décrit le fonctionnement de la chaudière dans des conditions dynamiques et fournit la composition chimique des gaz issus de la combustion à partir de la composition chimique des granulés de bois et de la valeur de l'excès d'air. Le bilan énergétique de la chaudière est établi en deux étapes : la première représente la chambre de combustion et la seconde l'échange thermique entre les gaz brûlés, l'eau et la structure de la chaudière. Le modèle a été testé et validé pour deux modes de fonctionnement de la chaudière : pleine charge et charge variable en régime permanent et transitoire. Le modèle visait à caractériser le comportement stationnaire et dynamique des deux chaudières. Afin de valider ce modèle, les taux de transfert de chaleur vers l'eau et les profils de température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la chaudière ont été choisis comme paramètres de validation. Les résultats de la modélisation ont montré une meilleure concordance avec les données expérimentales en fonctionnement stationnaire (*cf.* Figure 8) qu'en mode dynamique (*cf.* Figure 9).

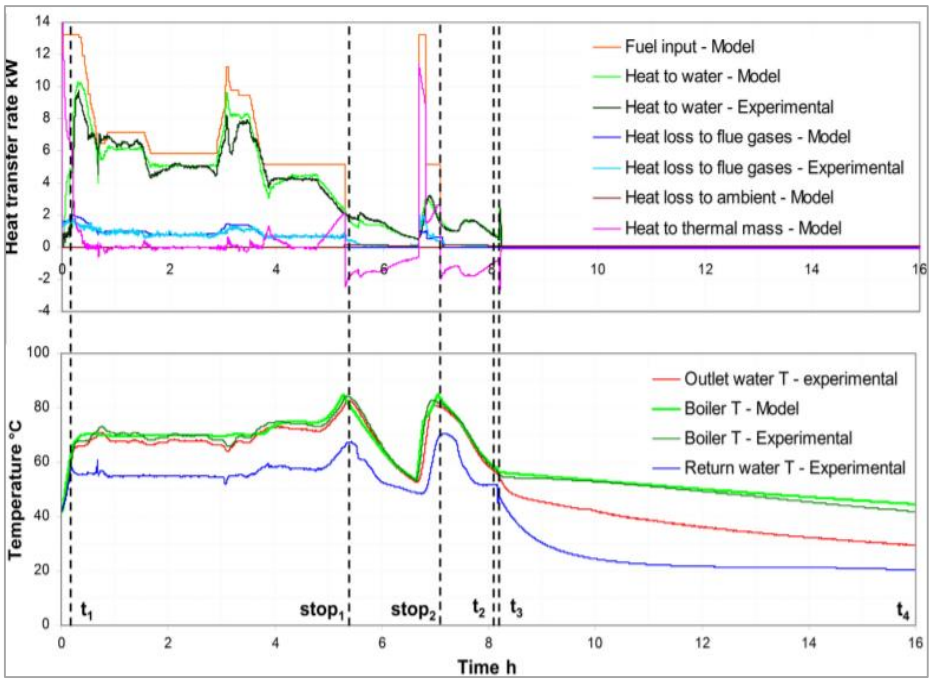


Figure 8 : Bilan énergétique de la chaudière et profils de températures pour un essai à chargepartielle [121]

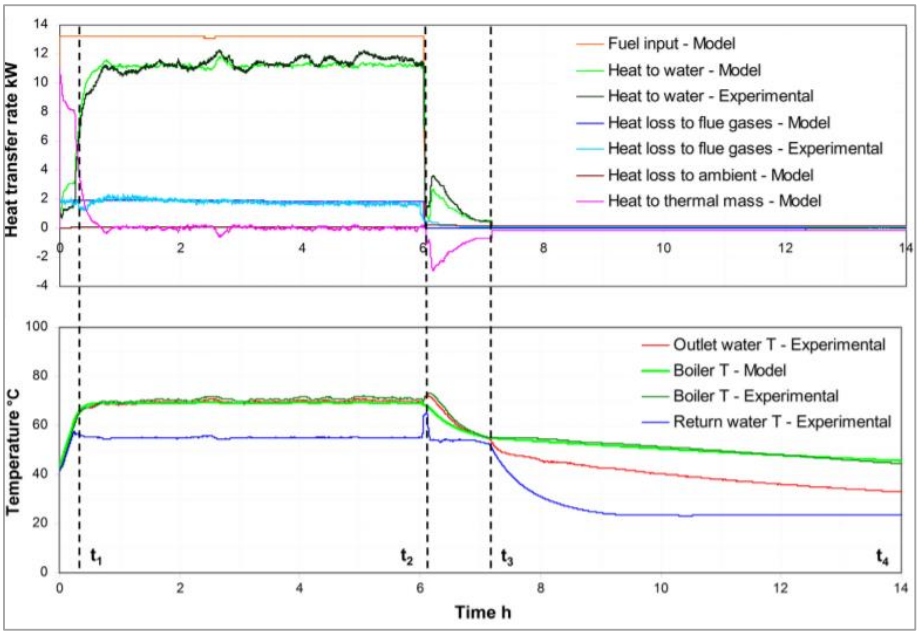


Figure 9 : Bilan énergétique de la chaudière et profils de températures pour un essai à pleine charge [121]

Ce type de procédé énergétique est difficile à modéliser car il possède un comportement non linéaire dû à l'interaction mutuelle de plusieurs phénomènes physiques et à l'association de composants technologiques avec différents échanges thermiques. Le comportement dynamique

de ce type de système est généralement décrit par des équations différentielles non linéaires. L'approche classique basée sur les lois de la thermodynamique (avec échanges stationnaires ou transitoires) se complique du fait de la nature multi énergétique et instable de ce type de processus, d'où l'intérêt d'impliquer une méthode plus adaptée.

Le formalisme Bond Graph (*cf.* Annexe 1) permet, par sa structure graphique, d'afficher explicitement la nature des échanges d'énergie au sein du système, tels que les phénomènes de stockage, de transformation et de dissipation d'énergie. Cette méthode permet de mettre en évidence la nature physique et la localisation des variables d'état.

La modélisation sous le formalisme Bond Graph est basée sur la caractérisation des phénomènes d'échanges de puissance dans un système d'une manière graphique. Ces puissances sont représentées par une paire de variable *effort-flux*, liés par l'intermédiaire des jonctions. Il existe aussi quelques Bond Graphs où le produit effort-flux n'est pas une puissance, ils sont appelés pseudo Bond Graphs et sont utilisés principalement pour la modélisation des phénomènes rencontrés en génie des procédés (thermiques, chimiques, ...). La modélisation Bond Graph permet l'étude de systèmes multi-physiques avec une représentation graphique explicite. La construction d'un modèle Bond Graph se fait en trois niveaux : niveau technologique, niveau physique et niveau structurel et mathématique.

Ces dernières années, la modélisation des systèmes multi-physiques utilisant le formalisme Bond Graph a été largement adoptée. Grâce à sa clarté de compréhension, il aide à comprendre les interactions physiques dans les systèmes multi-énergétiques. Par conséquent, un modèle approprié qui représente un système impliquant transferts de masse et de chaleur peut être extrait de façon structurée [122]. Ce formalisme est basé sur une structure graphique représentant les échanges de puissance entre différentes entités physiques considérées dans des systèmes dynamiques multidisciplinaires [123]. Il a été initié par Paynter en 1961 [124] puis développé par Karnopp [125]. Cet outil est adapté à la modélisation des processus physiques impliqués dans différents domaines énergétiques (hydraulique, mécanique, électrique, chimique et thermique). Malgré l'aspect pratique du formalisme Bond Graph, les systèmes de transfert de masse et d'énergie sont complexes à modéliser en tenant compte des flux massiques instantanés et des flux d'enthalpies [83].

1.4.2 Modélisation d'échangeurs de chaleur gaz-gaz

Un échangeur de chaleur est un dispositif dont la fonction est de transférer de la chaleur d'un environnement à un autre, ou d'un fluide à un autre. Le transfert d'énergie doit impliquer le moins de pertes possible afin d'assurer une bonne efficacité. Hormis quelques rapides travaux

de modélisation en Bond Graph menés par Thoma *et al.* [126], peu d'études ont été menées dans la littérature avec ce formalisme.

Komninos *et al.* [109] ont présenté un modèle dynamique d'un moteur Ericsson équipé d'un échangeur de chaleur gaz-gaz. L'étude consistait à étudier l'effet de la variation des délais de fermeture des soupapes au niveau de la machine de compression et de détente du moteur. Les auteurs ont commencé par une configuration non optimisée et ont examiné diverses améliorations en terme de synchronisation des soupapes.

Thakar *et al.* [127] ont présenté une étude qui portait sur la modélisation d'un échangeur de chaleur à calandre et tube à contre-courant placé au niveau de l'échappement d'un moteur diesel. L'application visait à utiliser l'énergie calorifique des gaz d'échappement pour préchauffer l'air avant son introduction dans le moteur. Il a été constaté que le chauffage de l'air d'admission améliore les performances du moteur diesel et réduit le niveau des émissions polluantes. L'efficacité de l'échangeur de chaleur était de l'ordre de 61% à pleine charge.

Xiao *et al.* [111] ont proposé une revue détaillée sur les récupérateurs de chaleur adaptés à des micro-turbines à gaz. Ils recensent plusieurs travaux de modélisation, une étude numérique et expérimentale sur différents types de récupérateurs avec une sélection de matériaux dont les effets ont été comparés. Les travaux sur les caractéristiques du transfert de chaleur et des pertes de charge sont résumés. Ils ont constaté que les récupérateurs à surface primaire sont privilégiés aux récupérateurs à plaques et aux récupérateurs tubulaires. Les récupérateurs en céramiques surpassent les récupérateurs métalliques en termes de propriétés mécaniques à haute température et de résistance à la corrosion, ce qui devrait améliorer l'efficacité globale d'environ 40 %. Ďurčanský *et al*. [108] ont proposé une étude CFD d'un échangeur de chaleur air – gaz brûlés à contre–courant. L'échangeur de chaleur étudié est intégré à une unité de cogénération biomasse non conventionnelle avec un moteur à air chaud. L'objet de leur investigation était de définir les conditions optimales du fonctionnement de l'échangeur et d'évaluer la puissance délivrée en fonction de l'ensemble de l'unité de cogénération. L'échangeur de chaleur conçu peut délivrer une puissance de 12,8 kW.

1.5 Synthèse de l'étude bibliographique

L'intérêt de la cogénération est de pouvoir produire deux énergies finales (chaleur et électricité) à partir d'une seule source d'énergie primaire. Elle offre la possibilité d'une production décentralisée d'électricité répondant à un besoin local ou éloigné. Selon la gamme de puissance électrique produite, il existe plusieurs catégories de cogénération. Ainsi, la micro-cogénération peut être distinguée. Elle consiste en une production inférieure à 50 kW selon l'Union Européenne et inférieure à 36 kW en France. La biomasse représente un véritable atout pour réduire les émissions de gaz à effet de serre et satisfaire la demande d'énergie accrue. Les systèmes de cogénération biomasse associent une chaudière biomasse, permettant de convertir l'énergie chimique du combustible en une énergie thermique qui est d'une part transférée à des circuits de chauffage et d'autre part à un cogénérateur via un récupérateur de chaleur pour produire de l'électricité. Dans cette recherche bibliographique, plusieurs cogénérateurs adaptés à la micro-cogénération biomasse ont été évoqués. Le cogénérateur de type moteur Ericsson présente de véritables avantages par rapport aux autres cogénérateurs.

Dans cette thèse, deux éléments d'une unité de micro-cogénération ont été étudiés : une chaudière biomasse pour la production de chaleur et un échangeur air – gaz brûlés pour alimenter un cogénérateur.

Les chaudières biomasse de puissance élevée ont été largement étudiées dans la littérature pour plusieurs configurations, avec des mesures des émissions polluantes pour vérifier la réglementation européenne. Cependant, peu de travaux sur les chaudières biomasse de faible puissance ont été réalisés comme notre cas d'étude avec une caractérisation des émissions polluantes et une injection d'air secondaire pour développer une post-combustion et réduire les émissions.

Concernant l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés, il n'existe pas dans la littérature d'études sur ce type d'échangeur adapté à la combustion biomasse en contact direct avec la flamme, excepté celui développé dans le cadre de la thèse de Creyx [158]. Cet échangeur avait une géométrie complexe et n'a pas pu être caractérisé sur une large gamme de conditions expérimentales.

La modélisation d'une unité de micro-cogénération biomasse nécessite le développement de modèles détaillés de chaque composant de cette unité. Les modèles 0D permettent de simuler le comportement dynamique et d'établir un bilan énergétique en se basant sur les principes de

la thermodynamique. Le formalisme Bond Graph, par sa structure graphique simplifiée, permet de modéliser les échanges d'énergie au sein des composants et de l'unité globale.

La recherche bibliographique effectuée a permis de souligner le manque de données expérimentales au sein d'une chaudière biomasse de faible puissance destinée à une unité de micro-cogénération. Ces données sont essentielles pour établir un modèle dynamique en considérant le cycle réel de fonctionnement de la chaudière comme cela sera développé dans le cadre de cette thèse.

Cette étude bibliographique a également mis en évidence l'absence d'études sur les échangeurs de chaleur air – gaz brûlés insérés dans des chambres de combustion de chaudière pour la production d'air chaud dans le but d'alimenter un cogénérateur. Il est important d'étudier dans un premier temps un échangeur « modèle » de géométrie simplifiée avec une approche expérimentale et numérique. Ainsi, les études expérimentales et les deux modèles dynamiques 0D Bond Graph développés séparément pour une chaudière biomasse et un échangeur de chaleur air – gaz brûlés sont primordiaux afin d'établir un modèle global d'une unité de micro-cogénération. Par ailleurs, il n'existe pas de modèles 0D détaillés de chaudière avec la prise en compte des transferts de masse et de chaleur entre ses sous-systèmes (chambre de combustion, échangeur de chaleur eau – gaz brûlés).

Chapitre 2. ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DYNAMIQUE 0D DE LA CHAUDIERE BIOMASSE

Nous évoquerons dans ce chapitre les travaux effectués sur la chaudière biomasse. Dans un premier temps, la description et l'instrumentation de la chaudière sont présentées et les résultats issus des essais expérimentaux, pour des conditions opératoires définies, sont exposés. Dans un deuxième temps, la méthodologie adoptée pour la réalisation du modèle dynamique 0D de cette chaudière sera explicitée. Enfin, les résultats de la simulation et ceux obtenus expérimentalement seront comparés et discutés.

2.1 Description de la chaudière biomasse

La chaudière étudiée est une chaudière biomasse automatique à granulés de bois d'une puissance de 30 kW (*cf.* Figure 10) avec un rendement de 85%. La chaudière est équipée d'un échangeur de chaleur eau – gaz brûlés d'un volume de 64 L dont le rôle est de récupérer le maximum d'énergie thermique des gaz brûlés à transférer à l'eau. La circulation de l'eau dans le circuit hydraulique est assurée par une pompe. L'introduction des pellets dans le brûleur de la chaudière se fait par une vis sans fin à fonctionnement cyclique (2 s de marche / 10 s d'arrêt) tant que la température de l'eau à la sortie de l'échangeur est inférieure à la température de consigne T_c. Lorsque la température de consigne est atteinte, l'alimentation en pellets s'arrête et reprend quand la température de l'eau redescend en-dessous de ce seuil. Ce fonctionnement cyclique, dû à la température de consigne imposée par l'utilisateur, peut être observé sur le débit des pellets et est appelé « cycle thermique ». Ce phénomène est détaillé dans la section 2.4.2. L'air primaire entre dans le foyer par des trappes situées dans la partie inférieure de la chaudière et son débit est stimulé par un ventilateur d'extraction des fumées monté sur le couvercle supérieur de la chaudière. La vitesse de rotation du ventilateur est contrôlée par un variateur de fréquence piloté par une sonde lambda insérée dans la cheminée de la chaudière.

La dissipation de la chaleur de l'eau est assurée, en aval, par un circuit hydraulique relié à deux aérothermes situés à l'extérieur de la cellule d'essai. Un ballon de stockage d'eau froide de 200 L est connecté au circuit pour diluer l'eau circulant dans le réseau hydraulique en cas de surchauffe. Pour éviter les phénomènes de refoulement des fumées par manque de tirage, un extracteur secondaire assurant une dépressurisation contrôlée est placé en sortie du tube d'échappement de la chaudière à l'extérieur de la cellule d'essai.

Afin d'effectuer une caractérisation expérimentale de la chaudière, plusieurs capteurs sont installés à différents endroits dans la chaudière (*cf.* Tableau 3). Un débitmètre

électromagnétique avec une plage de fonctionnement de 20 à 500 dm^3/h, avec une incertitude de 0,5%, mesure le débit massique d'eau ($\dot{m}_w^{exp}$) circulant dans l'échangeur de chaleur de la chaudière. Le débit massique des gaz brûlés ($\dot{m}_{fg}^{exp}$) est mesuré par un débitmètre à aile Pitot (incertitude de 8%). Les températures de l'eau à l'entrée ($T_{w,in}^{exp}$) et à la sortie ($T_{w,out}^{exp}$) de l'échangeur eau – gaz brûlés sont enregistrées par deux sondes de température en platine de type Pt100 d'un diamètre de 3 mm (incertitude de 0,8 % à 100°C). Un thermocouple de type K est placé dans la cheminée (incertitude de 0,75 %) pour mesurer la température des gaz brûlés ($T_{fg,exh}^{exp}$). Un thermocouple de type S (incertitude de 0,25%) est placé dans l'axe central du pot de combustion pour mesurer l'évolution instantanée de la température des gaz brûlés ($T_{fg,cc}^{exp}$) dans le pot de combustion (température de la flamme). D'autres thermocouples de type K (incertitude de 0,75 %) sont placés dans le brûleur ($T_{fg,bur}^{exp}$), en haut et en bas dans le passage annulaire entre le pot de combustion et la paroi interne de l'échangeur de chaleur ($T_{fg,top}^{exp}$ et $T_{fg,bot}^{exp}$). Deux thermocouples de type K (incertitude de 0,75 %) sont également soudés de part et d'autre de la paroi du pot de combustion ($T_{wall,outer}^{exp}$ et $T_{wall,inner}^{exp}$). Un dernier thermocouple de type K (incertitude de 0,75 %), pour mesurer la température des gaz brûlés ($T_{fg,exit}^{exp}$), est placé à la sortie des tubes de fumées qui sont immergés dans l'eau de l'échangeur de chaleur. Le tableau ci-dessous résume les capteurs utilisés, leur plage et leur incertitude de mesure.

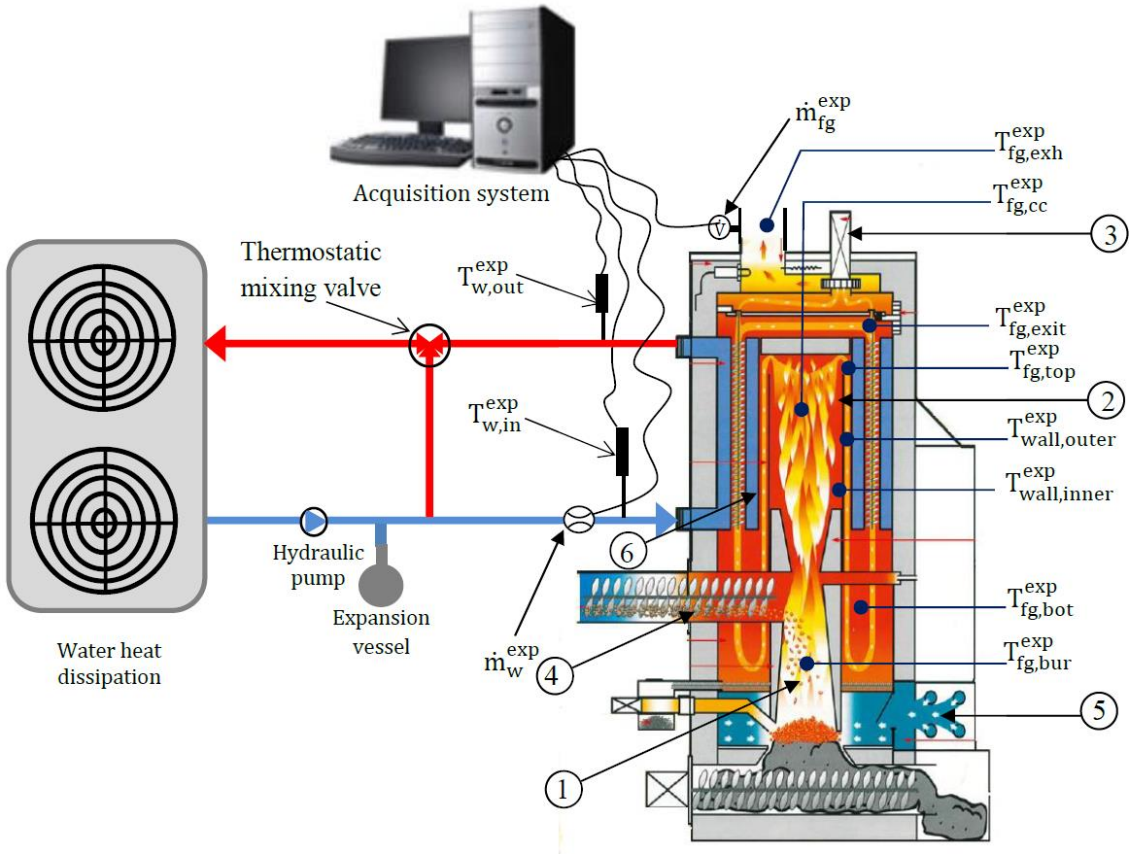


Figure 10 : Coupe de la chaudière avec les positions des thermocouples et le circuit hydraulique

(1) Brûleur (2) Pot de combustion ou chambre de combustion (cc) (3) Extraction des fumées (4) Vis d'alimentation (5) Entrée d'air (6) Echangeur de chaleur eau – gaz brûlés.

Le Tableau 3 résume les différents capteurs utilisés ainsi que leur plage de mesure et incertitude.

Capteurs	Variable physique désignée	Emplacement	Incertitude	Plage de mesure
Sondes de température Pt100	Température eau ($T_{w,out}^{exp}$, $T_{w,in}^{exp}$)	Entrée et sortie échangeur	0,8 % à 100°C	De -75°C à 250°C
Débitmètre électromagnétique	Débit masse eau ($\dot{m}_{w}^{exp}$)	Circuit hydraulique	0,5 % de la mesure	De 20 à 500 dm^3/h
Capteur magnétique de position angulaire	Angle de rotation de la vis sans fin (θ)	Arbre de la vis d'alimentation en pellets	2,5% de la pleine échelle	De 0 à 360 degrés
Tube de Pitot + micro manomètre + Thermocouple	Débit masse gaz brûlés ($\dot{m}_{fg}^{exp}$)	Cheminée	53% de la mesure	De 0 à 0,1 kg/s
Thermocouples de type S	Température gaz brûlés ($T_{fg,cc}^{exp}$)	Pot de combustion	0,25% de la mesure	De 0 à 1100 °C
Thermocouples de type K	Température gaz brûlés ($T_{fg,bur}^{exp}$, $T_{fg,top}^{exp}$, $T_{fg,bot}^{exp}$, $T_{fg,exit}^{exp}$)	Différents endroits dans la chaudière (*cf.* Figure 10)	0,75% de la mesure	De - 200 à 1200°C
	Température de la paroi du pot de combustion ($T_{wall,outer}^{exp}$, $T_{wall,inner}^{exp}$)	De part et d'autre de la paroi du pot		
	Température gaz brûlés ($T_{fg,exh}^{exp}$)	Cheminée		

Tableau 3 : Instrumentation de la chaudière biomasse

2.2 Systèmes d'acquisition

L'acquisition et l'affichage graphique instantané des données sont réalisés grâce à un programme développé au laboratoire avec le logiciel LabVIEW. La fréquence d'échantillonnage est fixée à 1Hz. Les données sont instantanément enregistrées dans un fichier de sortie de format « .txt ». Les paramètres mesurés sont les suivants :

- ✓ Les températures des gaz brûlés et d'eau listés dans le Tableau 3.
- ✓ La température de l'air ambiant à l'intérieur de la cellule.
- ✓ Le débit masse d'eau et des gaz brûlés.
- ✓ La concentration volumique de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans les gaz brûlés au niveau de la cheminée de la chaudière.
- ✓ La position angulaire de la vis d'alimentation en pellets.

2.3 Le combustible

Les essais expérimentaux ont été effectués avec un seul type de biomasse, des pellets de bois. Les pellets de bois, utilisés d'ordinaire pour le chauffage domestique, sont développés pour les chaudières biomasse de petites et moyennes puissances. Les propriétés physico-chimiques (PCI, granulométrie, humidité, masse volumique, taux de cendre, etc) et la classification de ce type de biomasse sont réglementées par la norme européenne EN 14961-1 [128].

La composition chimique de la biomasse utilisée

La composition chimique de ce combustible et sa formule ont été obtenue par une analyse élémentaire effectuée par le Centre Commun de Mesures (CCM) de l'Université du Littoral-Côte d'Opale Dunkerque. Cela a permis d'écrire la réaction de combustion suivante (*cf.* équation (1)):

$$C_{36,725}H_{71,6}O_{30,475} + 39,388\left(1+e_{air}\right)(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 36,725CO_2 + 35,8H_2O + 39,388\ e_{air}O_2 + 148,097(1+e_{air})N_2 \quad (1)$$

avec e_{air} l'excès d'air (fixé à 80%). La valeur de l'excès d'air est conditionnée par la sonde Lambda qui dépend du fonctionnement de la chaudière biomasse.

Les pellets utilisés respectent les critères imposés par la certification DIN Plus qui définit la qualité des pellets de bois. Ces critères sont listés dans le Tableau 4.

Critères	Pellets de bois	Source
Formule chimique	$C_{36,725}H_{71,6}O_{30,475}$	CCM de Dunkerque
PCI	18,36 MJ/kg	Données commerciales
Taux d'humidité	8%	
Taux de cendres	3%	
Taux de poussières	0,3%	

Tableau 4 : Propriétés et caractéristiques principales des pellets de bois

Débit des pellets

Le capteur magnétique de position angulaire placé sur l'arbre du moteur électrique entraînant la vis d'alimentation permet de mesurer l'angle de rotation de la vis. Un étalonnage, en utilisant un peson (précision de ± 20 g) pour mesurer la masse des pellets, a permis de dégager une corrélation entre l'angle de rotation de la vis et la quantité de combustible

acheminée vers le brûleur. La Figure 11 montre la corrélation entre la masse de pellets acheminés vers le brûleur et l'angle de rotation de la vis d'alimentation θ (*cf.* équation (2)). A partir des points expérimentaux, une interpolation linéaire permet d'estimer le débit masse de pellets entrant dans la chaudière en fonction de l'angle de rotation de la vis. La connaissance du débit masse des pellets permettra de calculer la puissance calorifique de la chaudière.

$$m_{pellets} = 0,026\theta \qquad (2)$$

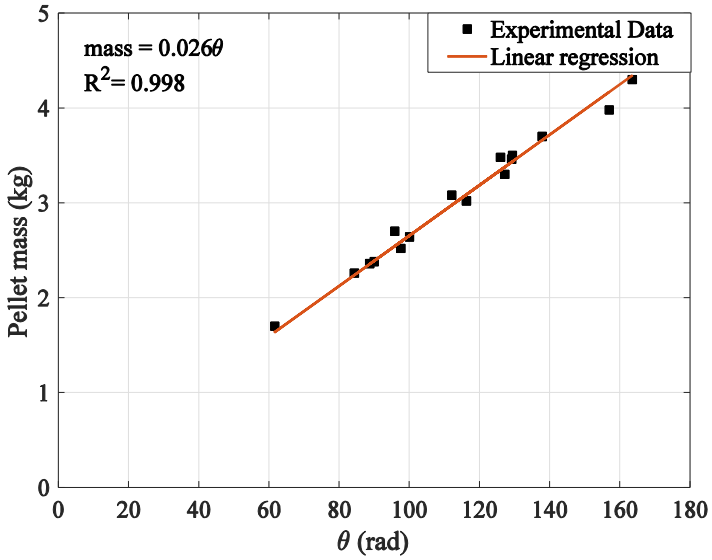


Figure 11 : Étalonnage de la vis d'alimentation en pellets de la chaudière

2.4 Caractérisation expérimentale de la chaudière biomasse

L'étude expérimentale menée sur la chaudière a pour objectif de caractériser son fonctionnement (en régime stationnaire et instationnaire, en fonction de différents paramètres tels que la sensibilité à la température de consigne T_c, …). Cette étude a pour but également de fournir le maximum de données afin d'identifier les paramètres cruciaux pour la modélisation dynamique de la chaudière. Les campagnes expérimentales réalisées sur la chaudière ont permis de récupérer des mesures de profils temporels de températures et de débits des gaz brûlés et de l'eau à différents endroits de la chaudière. Certaines données ont servi de conditions d'entrée du modèle dynamique 0D et ont permis de le valider.

Une étude des émissions polluantes a été réalisée et l'effet d'une injection d'air secondaire a été examiné. Le principal but de cette injection d'air secondaire est de provoquer une post-combustion dans la partie haute du pot de combustion de la chaudière pour diminuer la

concentration de certains polluants (les précurseurs de suies, les Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques) et oxyder les particules de suies [91].

2.4.1 Conditions d'essai

Avant chaque campagne expérimentale, les principales conditions opératoires ont été définies pour répondre aux objectifs de la thèse. Ces conditions sont répertoriées dans le Tableau 5.

Condition	Définition
Température de consigne T_c	Température de l'eau à la sortie de l'échangeur eau - gaz brûlés.
Mode de fonctionnement de la vis d'alimentation	Durée marche / durée arrêt.
Type de combustible	La chaudière est dotée de plusieurs programmes en fonction du type du combustible (bois déchiqueté, plaquettes de bois, pellets…). Tous les essais réalisés lors de cette thèse ont été effectués avec des pellets.

Tableau 5 : Conditions d'essai

2.4.2 Paramètres influençant le mode de fonctionnement de la chaudière

Des essais expérimentaux ont été conduits sur la chaudière à pleine charge. L'impact de la valeur de la température de consigne sur le comportement thermique de la chaudière a été examiné. Les résultats obtenus en faisant varier cette condition sont discutés dans ce qui suit.

Au démarrage de la chaudière, les pellets sont conduits automatiquement du silo vers le brûleur via la vis d'alimentation. Pendant cette phase de démarrage (Start-up) (*cf.* Figure 12), le combustible arrive d'une manière ininterrompue et est préchauffé à l'aide d'un réchauffeur électrique, d'une puissance de 6 kW, jusqu'à atteindre environ 300°C. Le brûleur se trouvant en partie basse de la chaudière est constitué de béton réfractaire pour accumuler de la chaleur grâce à son inertie thermique et stabiliser au mieux la température des gaz brûlés pendant la combustion. Quand la température d'auto inflammation est atteinte, les pellets s'embrasent. Ainsi, la combustion est amorcée au bout de 16 min (*cf.* Figure 12). A cet instant, l'alimentation en pellets s'arrête et une forte montée en température peut alors être observée au niveau des gaz brulés $\left(T_{fg,cc}^{exp}\right)$ dans le pot de combustion. Les températures d'eau à l'entrée $\left(T_{w,in}^{exp}\right)$ et à la sortie

de l'échangeur de chaleur eau-gaz brulés $\left(T_{w,out}^{exp}\right)$ augmentent également. Tant que la température d'eau dans l'échangeur de chaleur n'a pas dépassée 55°C, l'eau circule en circuit fermé grâce à la vanne 3 voies (Thermostatic mixing valve) (time = 0 – 30 min, *cf.* Figure 12). Une fois la température de l'eau atteint 55°C, la vanne 3 voies redirige l'eau chaude vers le circuit de dissipation thermique (*cf*. Figure 10).

Après la phase de démarrage vient la phase de régulation où la stabilisation des températures d'eau à l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur peut être observée. La température des gaz brûlés est fortement dépendante des quantités de pellets amenés dans le brûleur. De fortes fluctuations sont enregistrées sur le profil de température des gaz brûlés. Ces fluctuations sont dues aux bouffées de chaleur libérées lors de la combustion de pellets qui arrivent par paquet. En effet la discontinuité d'approvisionnement des pellets par la vis provoque des instationnarités qui affectent vigoureusement le comportement thermique des gaz brûlés.

Lorsque la phase d'arrêt de la chaudière est amorcée, l'alimentation en combustible s'arrête et une forte baisse de la température des gaz brûlés peut être observée. Les fluctuations enregistrées sur les températures d'eau sont dues au fonctionnement intermittent de la pompe hydraulique qui tente de maintenir la température du corps de la chaudière proche des conditions du fonctionnement le plus long possible pour un éventuel redémarrage de la chaudière.

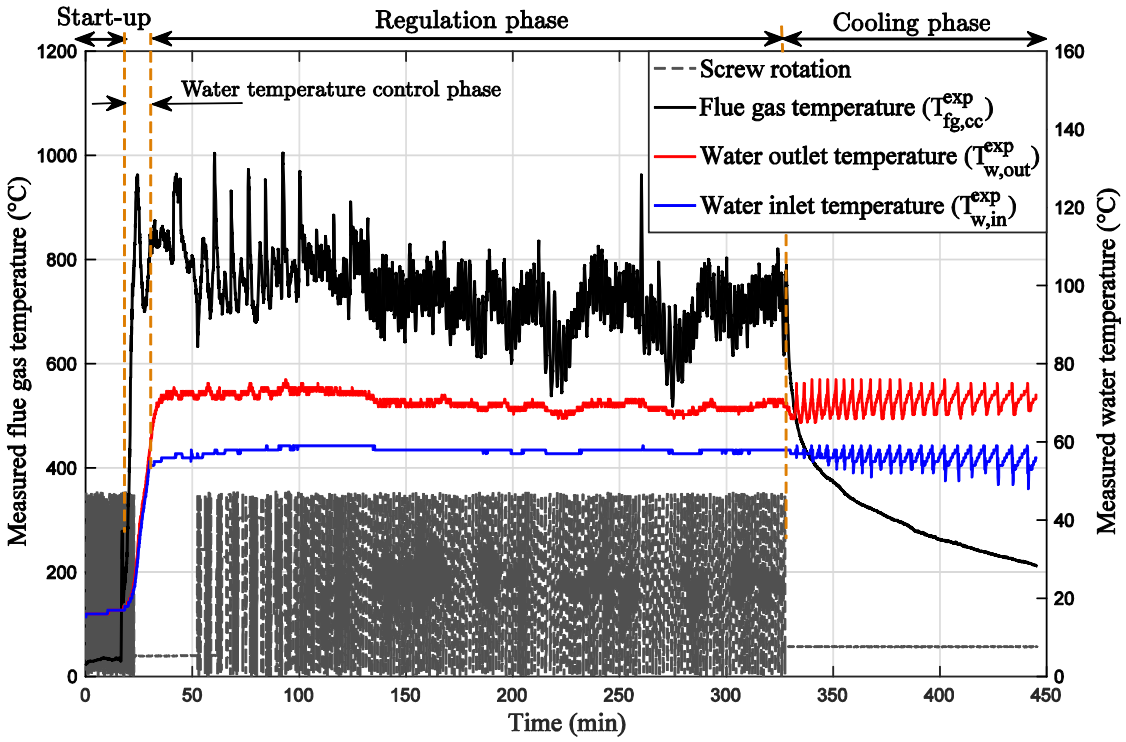


Figure 12 : Fonctionnement de la chaudière sans cycles thermiques (régime stationnaire)

Selon la consigne imposée sur la température d'eau à la sortie de la chaudière, deux modes de fonctionnement peuvent avoir lieu : fonctionnement **avec** ou **sans cycles thermiques**. Si la température de consigne est élevée, 85 °C par exemple (température maximale de la chaudière) comme dans l'essai dont les résultats viennent d'être discutés (*cf.* Figure 12), la chaudière trouve des difficultés à satisfaire cette condition. De ce fait, une alimentation en pellets se fait d'une manière permanente durant toute la phase de régulation. Par contre si la température de consigne imposée est plus basse, 75 °C par exemple, la chaudière atteint rapidement cette consigne et des cycles thermiques apparaissent suite aux arrêts récurrents en alimentation en pellets (*cf.* Figure 13).

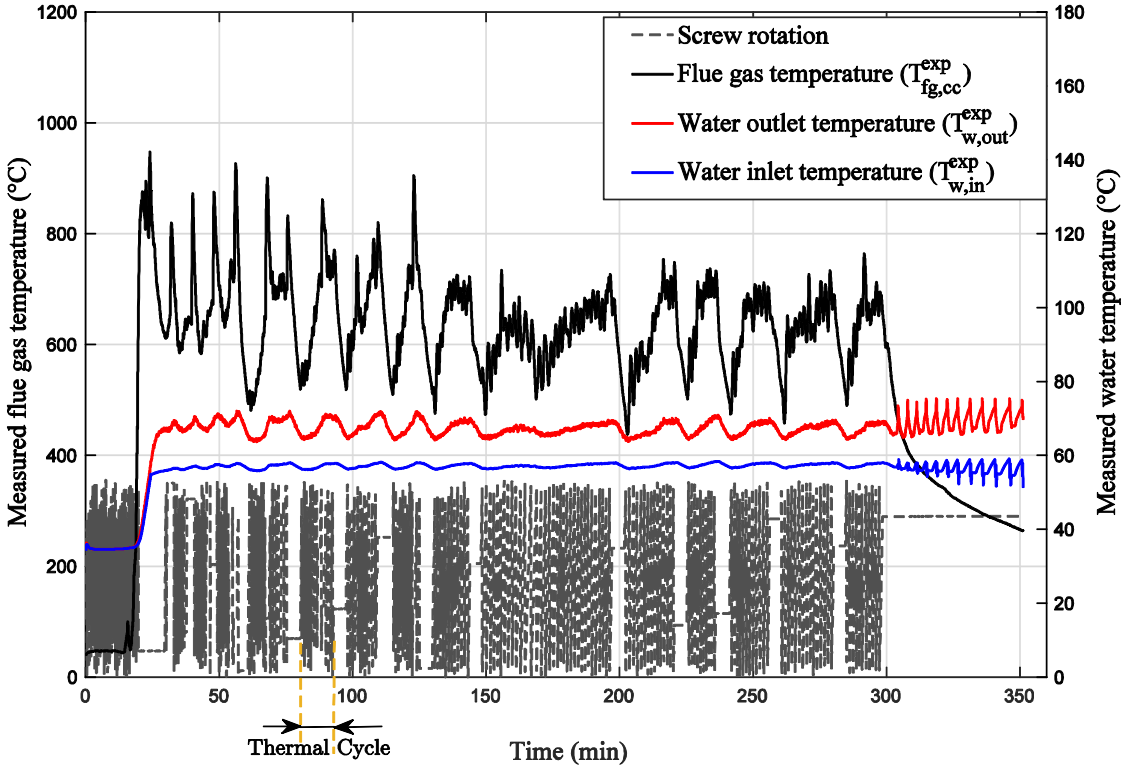


Figure 13 : Fonctionnement de la chaudière avec cycles thermiques (régime transitoire)

L'effet de la température de consigne peut alors être examiné. La valeur de cette température a été modifiée lors d'un essai et les résultats sont présentés sur la Figure 14. L'apparition de cycles thermiques devient évidente pendant la durée de fonctionnement avec une température de consigne T_c=70°C. Par contre, on note une absence totale des cycles thermique durant la phase où T_c=85°C car la chaudière fonctionne en mode continu (pas d'interruption d'alimentation en pellets). En baissant la consigne de 5 °C, des cycles thermiques apparaissent à nouveau mais sont moins prononcés que pour le cas où T_c=70°C. Cette dynamique de la température des gaz brûlés rend l'étude du fonctionnement de la chaudière plus complexe mais représentative d'un fonctionnement réel sur une installation de chauffage où la charge thermique en aval varie en fonction du besoin. Les cycles thermiques apparaissent lors d'une inadéquation entre la production et le besoin. Cette dynamique thermique est importante à maitriser d'autant lors d'un couplage de la chaudière à une machine thermodynamique.

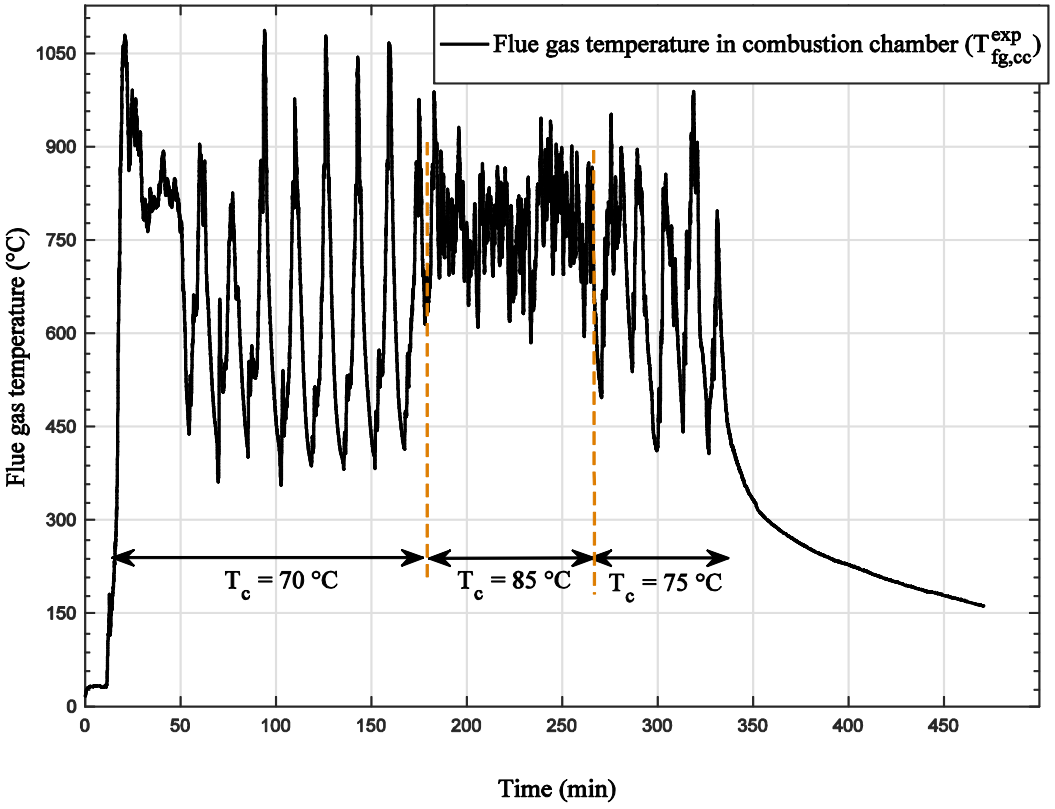


Figure 14 : Effet de la valeur de la température de consigne sur le comportement thermique de la chaudière : évolution de la température des gaz brûlés dans le pot de combustion en fonction du temps

Pour mieux visualiser les cycles thermiques, un zoom est réalisé sur deux cycles lors d'un essai réalisé avec une température de consigne de 73°C. Sur la Figure 15 est tracée l'évolution instantanée de la température des gaz brûlés dans la chambre de combustion corrélée avec le débit masse des pellets. La forte dépendance entre les quantités du combustible fourni par la vis d'alimentation et l'élévation de température des gaz brûlés dans le pot de combustion de la chaudière est évidente. La température des gaz brûlés varie entre 600 et 1100°C. Les pellets sont introduits dans le brûleur de la chaudière par une vis d'alimentation qui tourne pendant 2 secondes et s'arrête pendant 10 secondes tant que la température de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur est inférieure à la température de consigne. Lorsque la température de consigne est atteinte, l'alimentation en pellets s'arrête. Ainsi, un long arrêt de l'alimentation en combustible (12 min) peut être observé. Les interruptions de l'alimentation en pellets induisent une baisse de la température des gaz brûlés dans le pot de combustion avec un léger retard temporel (1 – 2 min). Le temps écoulé entre le début de l'augmentation et la fin de la diminution

de la température des gaz brûlés définit un cycle thermique. Ce phénomène marque toute la phase de fonctionnement de la chaudière, depuis le début de la combustion jusqu'à son arrêt complet.

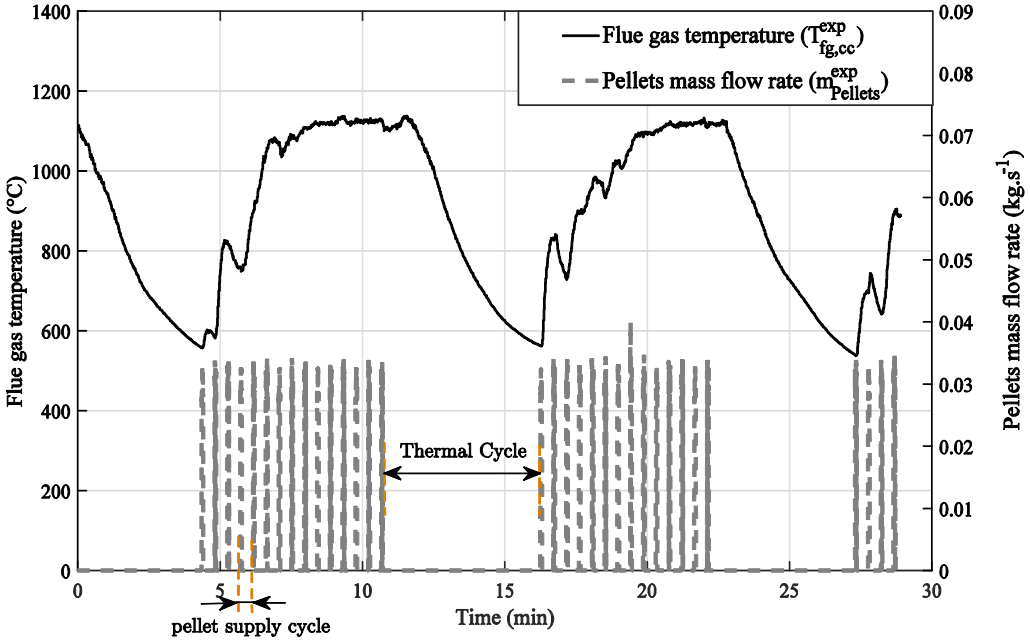


Figure 15 : Evolution de la température selon un cycle thermique des gaz brûlés dans la chambre de combustion et du débit masse de pellets

2.5 Bilan énergétique de la chaudière

2.5.1 Puissance thermique de la chaudière

L'eau circulant à l'intérieur de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés récupère une partie de l'énergie calorifique véhiculée par les gaz brûlés. Afin d'obtenir une meilleure efficacité thermique, il est très important de maintenir la température d'entrée et de sortie de l'eau de chauffage ainsi que le débit d'eau à un niveau stable durant la période de fonctionnement de la chaudière [82].

La variation du flux d'enthalpie de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur définit la puissance de la chaudière qui peut être calculée par l'équation (3) :

$$\dot{\Delta H}_w = \dot{m}_w^{exp} \left(c_w(T_{w,out}^{exp}).T_{w,out} - c_w(T_{w,in}^{exp}).T_{w,in}^{exp} \right) \quad (3)$$

avec $\dot{\Delta H}_w$ la variation du flux d'enthalpie de l'eau et c_w (J/kg.K) la chaleur spécifique de l'eau fournie par l'équation (4) [129].

$$c_w(T_w) = 4216.9 - 3.05 \times T_w + 79.7 \times 10^{-3} T_w^{\ 2} - 8 \times 10^{-4} T_w^{\ 3} \quad (4)$$

avec T_w la température d'eau correspondante (sortie ou entrée), $T_{w,in}^{exp}$ la température d'eau mesurée à l'entrée de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés et $T_{w,out}^{exp}$ la température d'eau mesurée à la sortie de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés. Plage de validité : 273 K <T_w< 373 K.

En reprenant les résultats de l'essai présenté sur la Figure 12, l'écart de température d'eau enregistré entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur, durant la phase de régulation, est de 14 °C environ (*cf.* Figure 16). Cet écart permet de retrouver la puissance thermique de la chaudière qui est de l'ordre de 28 kW. Une augmentation du débit d'eau (d'environ 0,1 kg/s) est notée après la redirection de l'eau, par la vanne 3 voies, vers le circuit du refroidissement (30 min) puis il reste constant tout le long de la phase de régulation. Ceci est dû au changement du point de fonctionnement pompe/circuit suite à la variation de pertes de charge dans le circuit.

Le fonctionnement intermittent de la pompe introduit ci-dessus est clairement visible sur le débit d'eau durant la phase de refroidissement (340 – 450 min, Figure 16) afin de maintenir la température du corps de la chaudière la plus élevée possible en cas d'un éventuel redémarrage.

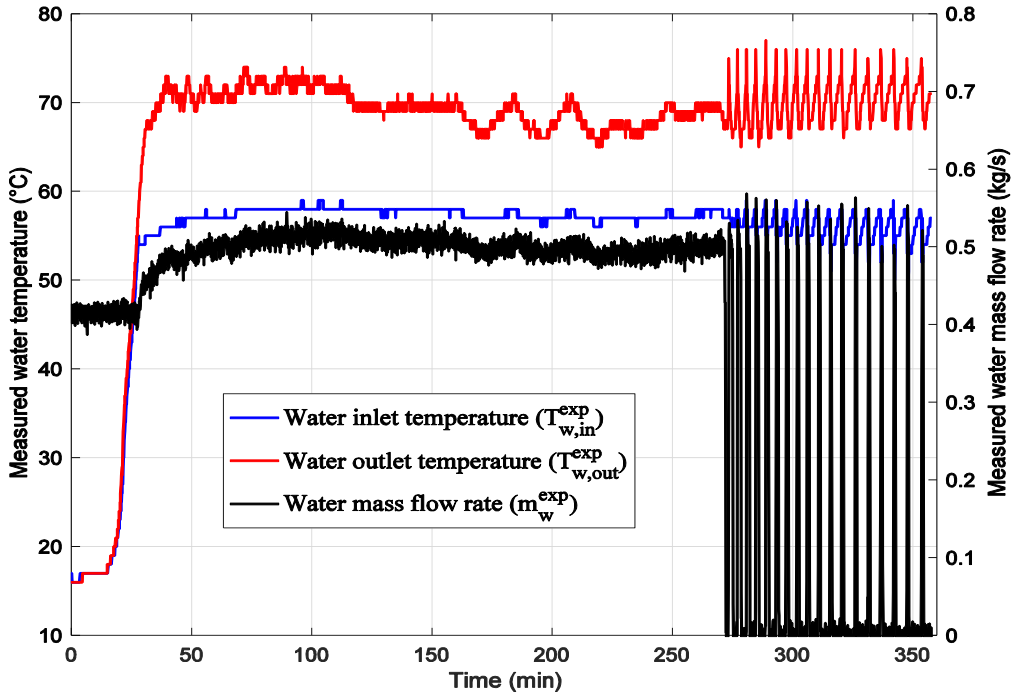


Figure 16 : Débit et températures d'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

2.5.2 Le flux de chaleur fourni par la combustion

La mesure du débit masse de pellets ne nous permet pas de calculer le flux de chaleur de manière instantanée produit par la combustion au niveau du brûleur sans prendre en compte la cinétique de combustion. Par conséquent, le flux de chaleur fourni par la combustion des pellets de bois est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$\dot{H}_{fg,bur} = \dot{m}_{fg}^{exp} . c_{pfg}\left(T_{fg,but}^{exp}\right).T_{fg,but}^{exp} \quad (5)$$

avec $\dot{H}_{fg,bur}$ le flux d'enthalpie des gaz brûlés en sortie brûleur, $\dot{m}_{fg}^{exp}$ le débit masse des gaz brûlés mesuré, c_{pfg} la chaleur spécifique des gaz brûlés calculée à la température mesurée expérimentalement dans le brûleur $\left(T_{fg,bur}^{exp}\right)$.

Le bilan énergétique de la chaudière est établi grâce à l'équation (6). Il représente les échanges thermiques entre les gaz brûlés et la structure de la chaudière, le flux thermique récupéré par l'eau dans l'échangeur de chaleur eau - gaz brûlés et les pertes thermiques à l'échappement de la chaudière. Nous adoptons comme hypothèse que la paroi extérieure de la chaudière est adiabatique. Il n'y a donc aucun échange de chaleur avec l'environnement. Le flux de chaleur dégagé par la combustion des pellets est alors donné par :

$$\dot{H}_{fg,bur} = \dot{H}_{fg,exh} + \Delta\dot{H}_w + \dot{Q}_{wall} \quad (6)$$

avec $\dot{H}_{fg,exh}$ les pertes de chaleur à l'échappement, $\Delta\dot{H}_w$ le flux de chaleur transmis à l'eau de l'échangeur de chaleur calculée par l'équation (3), $\dot{Q}_{wall}$ le flux de chaleur stocké dans les parois des sous-systèmes de la chaudière.

Les gaz brûlés résultant de la combustion passent à travers les sous-systèmes de la chaudière (ligne rouge en pointillés, *cf.* Figure 17) et échangent de la chaleur avec les parois. En raison des phases transitoires, les parois emmagasinent ou produisent une quantité de flux de chaleur, à savoir, le flux de chaleur stocké dans les parois de la chambre de combustion $(\dot{Q}_{wall,cc})$, dans la paroi intérieure de l'échangeur de chaleur $(\dot{Q}_{wall,HEx})$, dans les parois des tubes de fumées $(\dot{Q}_{wall,tub})$. Ainsi, le flux de chaleur stocké par les parois se compose de trois parties :

$$\dot{Q}_{wall} = \dot{Q}_{wall,cc} + \dot{Q}_{wall,HEx} + \dot{Q}_{wall,tub} \quad (7)$$

où chaque flux de chaleur est calculé à partir d'un bilan de flux au niveau de chaque paroi (*cf.* Figure 17) :

$$\dot{Q}_{wall,cc} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{wall,HEx} = \dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{wall,tub} = \dot{Q}_6 - \dot{Q}_5 \quad (10)$$

Le flux de chaleur transféré aux parois intérieures de l'échangeur de chaleur et aux tubes de fumées est partiellement transféré à l'eau. Ce flux calculé par l'équation (3) peut également être donné par l'équation (11).

$$\Delta\dot{H}_w = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 - \dot{Q}_{w,st} \quad (11)$$

avec $\dot{Q}_{w,st}$ le flux de chaleur stocké par l'eau dans l'échangeur de chaleur.

$$\dot{Q}_{w,st} = m_w c_w \frac{d\overline{T_w}}{dt} \quad (12)$$

Ce terme intervient lors de l'arrêt de la pompe pour représenter le flux de chaleur stocké par l'eau de l'échangeur. Ce flux de chaleur provient des parois qui continuent à chauffer l'eau par convection lors de l'arrêt de la pompe. Quand le régulateur détecte une augmentation de la

température d'eau, une consigne est envoyée à la pompe pour se mettre en fonctionnement (*cf.* Figure 16).

2.5.3 Les pertes de chaleur au niveau de l'échappement

Les gaz brûlés évacuent, en dehors de la chaudière, une proportion significative de la chaleur dégagée par la combustion. Ainsi, le flux de chaleur perdu à l'échappement de la chaudière peut être calculé par l'équation (13).

$$\dot{\Delta H}_{fg,exh} = \dot{m}_{fg}^{exp}\left(c_{pfg}(T_{fg,exh}^{exp}).T_{fg,exh}^{exp} - c_{pfg}(T_{amb}^{exp}).T_{amb}^{exp}\right) \quad (13)$$

avec $\dot{m}_{fg}^{exp}$ le débit masse des gaz brûlés mesuré expérimentalement, c_{pfg} la chaleur spécifique des gaz brûlés calculée à la température des gaz brûlés mesurée à la sortie de la chaudière $T_{fg,exh}^{exp}$ et T_{amb}^{exp} la température ambiante.

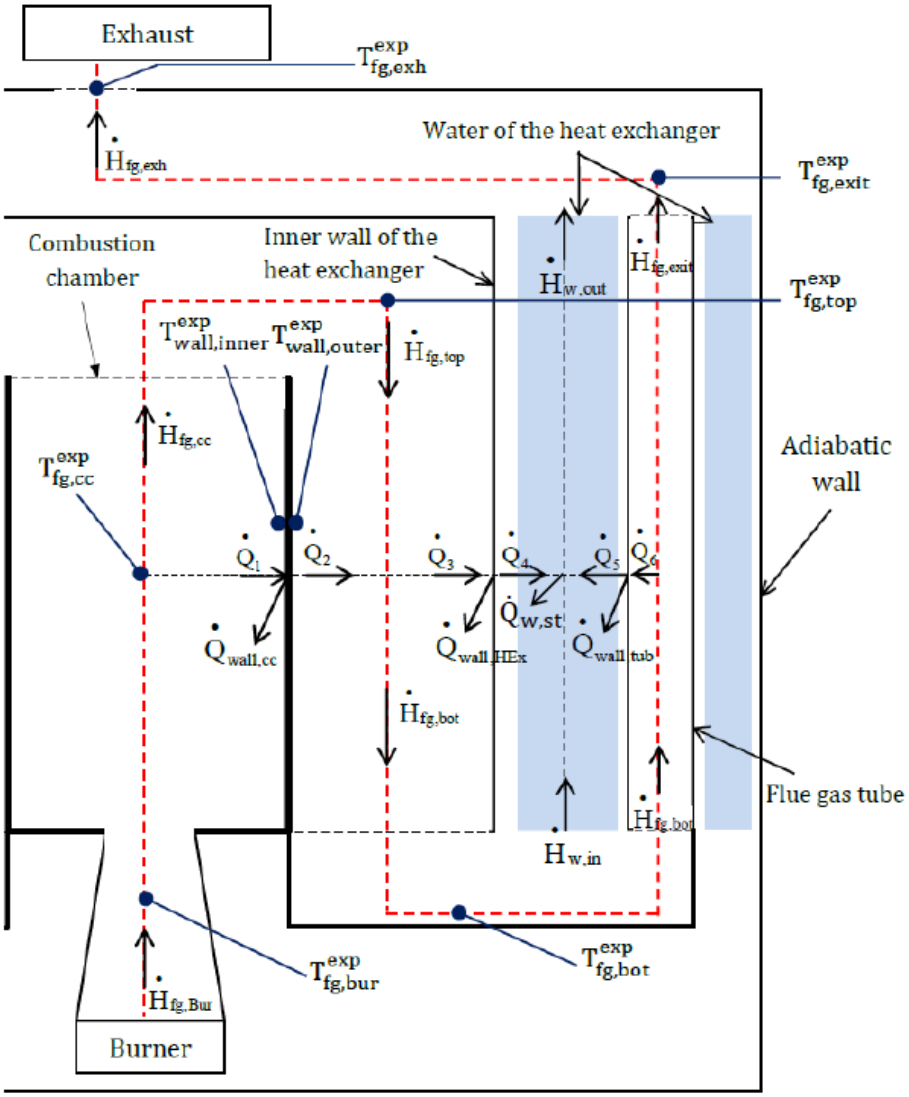


Figure 17 : Bilan énergétique de la chaudière

2.6 Caractérisation des émissions polluantes au niveau de la chaudière

Les émissions gazeuses, produits de la combustion de pellets, ont été étudiées. Un prélèvement continu de gaz brûlés a été effectué au niveau du conduit de la cheminée de la chaudière. L'analyse chimique a été réalisée grâce à un analyseur de gaz HORIBA PG-250S. Ce dernier permet la mesure continue et simultanée de quatre composés gazeux (CO, CO_2, NO_x et O_2). Les analyses ont comme objectif de déterminer les concentrations de ces composés gazeux émis par la chaudière en fonction des paramètres et phases de fonctionnement de celle-ci.

2.6.1 Techniques de prélèvement et équipement

Le prélèvement de gaz brûlés est réalisé par une sonde de prélèvement (*cf*. Figure 18-a) sur laquelle est montée une canne d'un diamètre de 6,35 mm en inox. La canne est équipée d'un micro-filtre intégré pour piéger les particules solides (poussière, goudrons…). Le prélèvement se fait au niveau du conduit d'échappement de la chaudière (cheminée). La sonde de prélèvement de gaz portative est chauffée électriquement afin d'éviter la condensation des gaz avant leur introduction dans l'unité de conditionnement (*cf*. Figure 18-b). Donc, les gaz brûlés prélevés sont d'abord filtrés et chauffés à environ 150°C, ensuite acheminés via une ligne chauffée en téflon vers l'unité de conditionnement. Le chauffage permet d'éviter la condensation des gaz prélevés. Ils sont séchés par l'unité de conditionnement avant d'être introduits dans l'analyseur de gaz. Un schéma du montage du système de prélèvement des gaz brûlés au niveau de la cheminée est donné sur la Figure 19.



(a) (b) (c)

Figure 18 : Système d'analyse des polluants

(a) Sonde de prélèvement, (b) Unité de conditionnement, (c) Analyseur multi-gaz Horiba

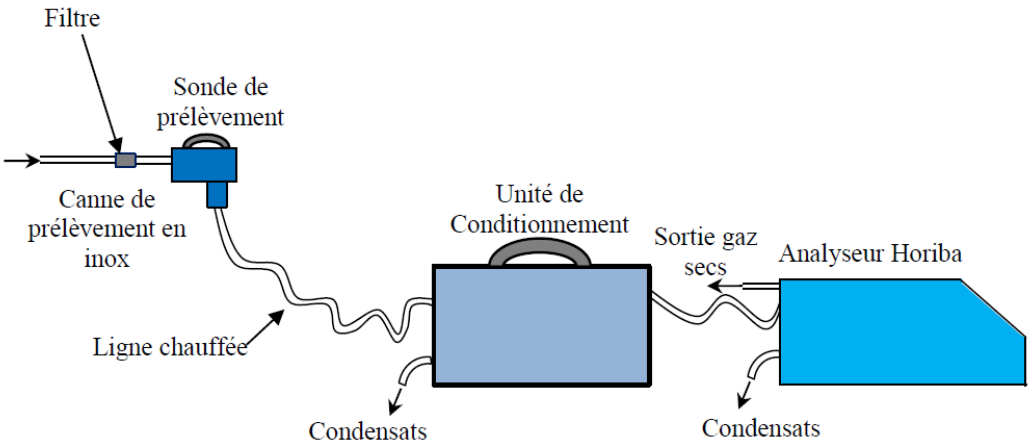


Figure 19 : Schéma du montage du système de prélèvement et d'analyse des gaz

L'analyseur multi-gaz HORIBA PG-250 (*cf.* Figure 18-c) permet de mesurer en continu et de manière simultanée les émissions de polluants et il est étalonné régulièrement durant les campagnes de mesures. L'analyseur est également équipé d'un filtre et d'un sécheur, mais de faibles capacités d'où l'installation d'un filtre sur la canne de prélèvement et l'utilisation d'une unité de conditionnement. Les gaz prélevées dans la cheminée sont à 250°C et comprennent des particules de suies qui peuvent altérer le filtre de l'analyseur. L'analyseur a une pompe assurant un débit volume d'aspiration de 24 L/min, un condenseur électronique pour éliminer la vapeur d'eau et un générateur d'ozone équipé d'un filtre pour capter l'ozone restant. Les principes d'analyse et les gammes d'échelle pour chaque composé gazeux sont fournis dans le Tableau 6.

Composé mesuré	Principe de mesure	Echelles	Erreurs
Oxydes d'azote (NO_x)	Méthode de détection chimiluminescence (CLD)	0 - 2500 ppm	±0,5% pleine échelle (100 ppm)
Monoxyde de carbone (CO)	Absorption infrarouge non dispersif (NDIR pneumatique)	0 - 5000 ppm	±0,5% pleine échelle (1000 ppm)
Dioxyde de carbone (CO_2)	Absorption infrarouge non dispersif (NDIR pyrosenseur)	0 - 20 vol%	±1% pleine échelle
Oxygène O_2	Cellule galvanique	0 - 25 vol%	±1% pleine échelle

Tableau 6 : Spécifications de l'analyseur Horiba PG-250

2.6.2 Mesures des concentrations des polluants

A l'aide de cet analyseur de gaz, des mesures des émissions polluantes sont réalisées lors d'essais expérimentaux conduits sur la chaudière à des conditions opératoires identiques (T_c=85°C). Afin de garantir la reproductibilité de mesure, chaque essai est réalisé deux fois. La concentration des quatre composants évoqués dans le Tableau 6 est obtenue durant les différentes phases de fonctionnement de la chaudière (*cf.* Tableau 7). Les concentrations des polluants ne sont pas disponibles pendant la phase de démarrage de la chaudière car le filtre de la canne de prélèvement a tendance à s'encrasser très rapidement à cause des températures très basses des gaz brûlés ce qui risque d'endommager le matériel d'analyse.

Numéro essai	Durée de prélèvement	Phase de fonctionnement	NOx ppm	CO ppm	CO_2 %vol	O_2 %vol
Essai 1	Plusieurs heures	Essai complet	33	329	6,7	14,9
Essai 2	Plusieurs heures	Essai complet	31	327	5,8	15,4
Essai 3	80 min	Phase de régulation	75	472	7	14,5
Essai 4	200 min	Phase de régulation	34	165	5,5	16
	45 min	Phase de refroidissement	6	1505	2,11	19
Essai 5	95 min	Phase de régulation	52	190	7,6	13
	23 min	Phase de refroidissement	10	1271	3,6	17,5

Tableau 7 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière

Les émissions de NOx regroupent le monoxyde d'azote (NO), le dioxyde d'azote (NO_2) et le protoxyde d'azote (N_2O). Les oxydes d'azote présents dans le foyer de la chaudière (NO, NO_2) sont formés, selon les schémas réactionnels suivants [130] :

- NO thermique : sa formation nécessite de hautes températures et dont l'unique source est l'azote présent dans l'air participant à la combustion.
- NO prompt ou précoce : provenant de réactions à grande vitesse en présence d'hydrocarbures [131, 132].

- NO combustible : son unique source est l'azote présent dans le combustible libéré par l'oxygène de l'air lors de la combustion.

Les mécanismes de formation des NOx thermiques et prompt ne sont initiés qu'à des températures supérieures à 1300 °C, qui ne sont généralement pas atteintes dans les chaudières à faibles puissance. En conséquence, les émissions de NOx lors de la combustion de la biomasse résultent principalement de l'oxydation du combustible [133 – 135].

A partir des résultats obtenus, nous constatons que la concentration moyenne de NOx est plus faible pendant la phase de refroidissement que durant la phase de régulation de la chaudière. Ceci peut être expliqué par l'arrêt de la combustion, ce qui entraîne la diminution de la température dans la chambre de combustion et l'arrêt d'arrivée d'oxygène suite à l'arrêt de l'extracteur. La même remarque peut être faite pour la concentration de CO_2. Par contre, concernant le CO, sa concentration est 10 fois plus élevée durant la phase de refroidissement que pendant la phase de régulation. Cela est dû également à l'arrêt de la combustion et l'appauvrissement en oxygène.

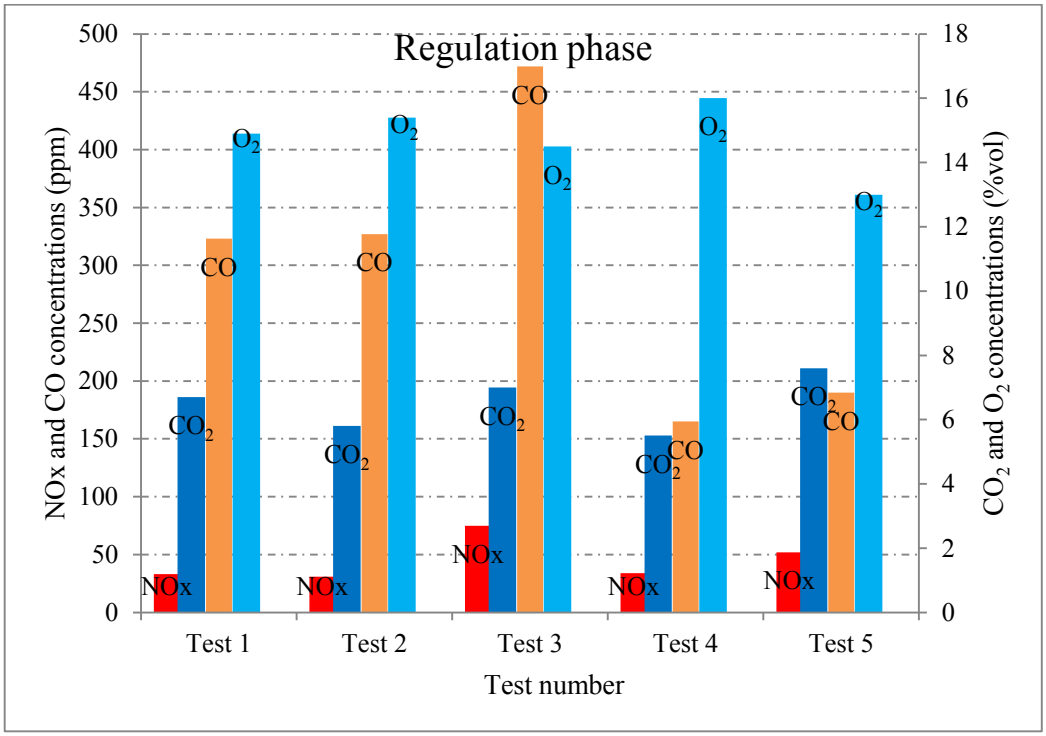


Figure 20 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière lors de la phase de régulation des essais listés dans le Tableau 7

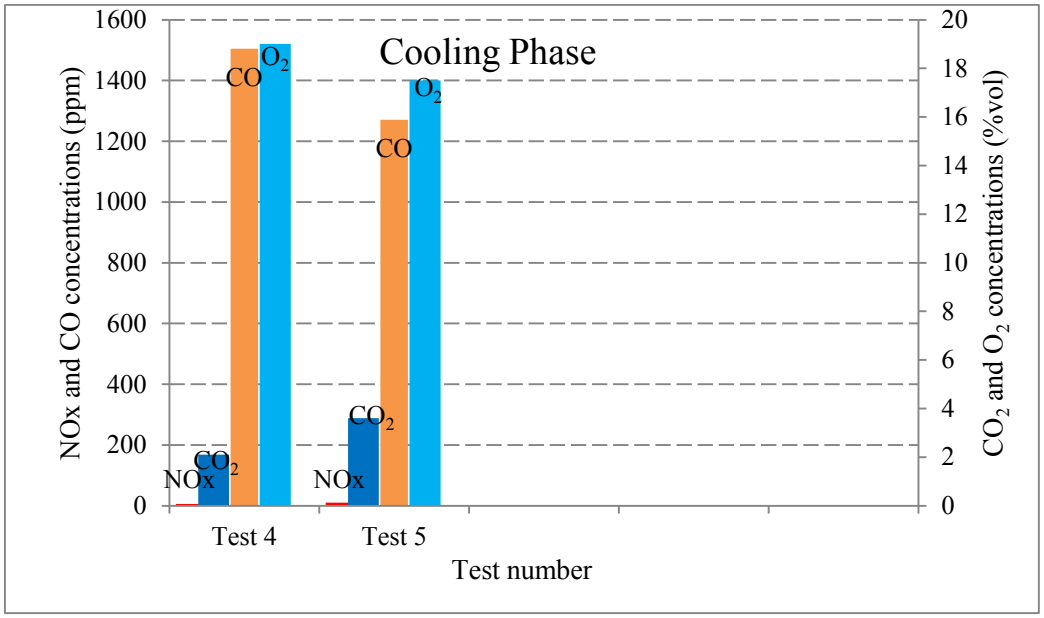


Figure 21 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la cheminée de la chaudière lors de la phase d'arrêt des essais listés dans le Tableau 7

La concentration moyenne de CO durant un essai complet (Essai 1) est de l'ordre de 222 mg/Nm^3 et 36 mg/Nm^3 pour les NOx, cela reste inférieur au seuil instauré par la norme EN 303-5:2012 (F) [136] qui exige que les émissions polluantes, dans une chaudière biomasse de classe 5, doivent être inférieures à 500 mg/Nm^3 pour le CO et inférieur à 400 mg/Nm^3 pour les NOx.

Les évolutions des concentrations obtenues lors de l'essai 3 sont tracées en fonction du temps sur la Figure 23. Comme pour le profil de température des gaz brûlés, de fortes fluctuations sont présentes sur les concentrations des espèces prélevées au niveau de la cheminée de la chaudière. Les montées en concentration de NO_x et CO_2 suivent avec les montées en températures durant la combustion. Lorsque la température des gaz brûlés diminue suite à l'arrêt de l'alimentation en pellets, le taux de CO augmente synonyme d'une combustion incomplète [137]. Nous soulignons une forte corrélation entre les cycles thermiques de la chaudière et les émissions de CO (*cf*. Figure 22**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**).

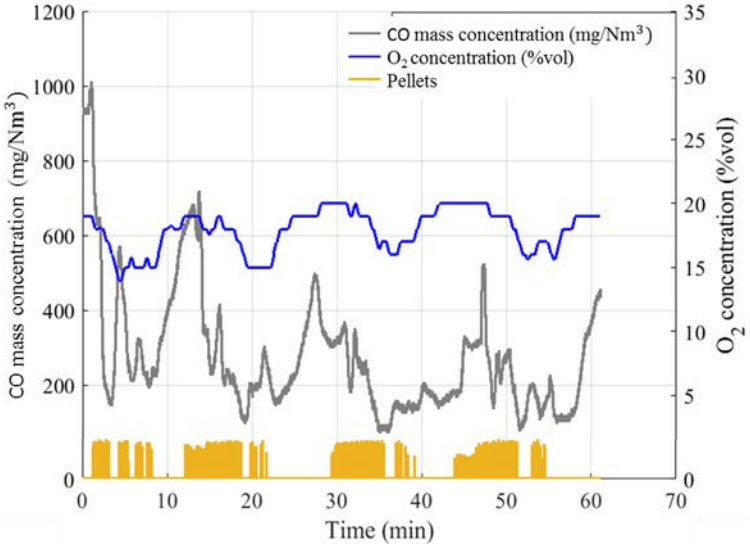


Figure 22 : Concentration massique de CO et O_2 dans la chaudière biomasse

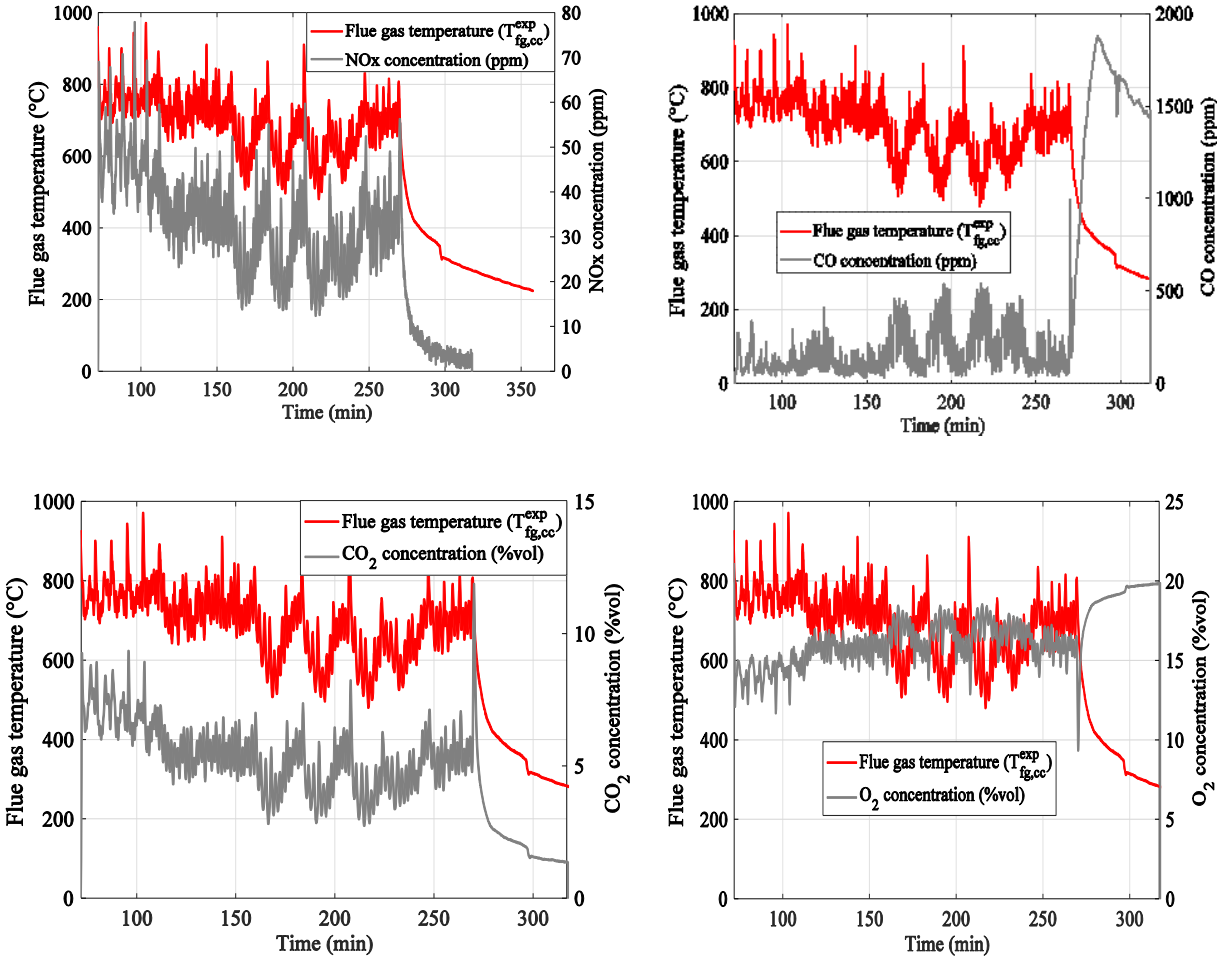


Figure 23 : Concentrations de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la chaudière lors de l'essai 3

2.7 Étude de l'effet de l'injection d'air secondaire dans la chaudière sur les émissions polluantes

Les émissions polluantes, qui viennent d'être évoquées, résultant de la combustion de la biomasse solide sont en grande partie dues à une combustion incomplète. Cela peut provoquer une baisse de rendement et des phénomènes d'encrassement dû à la présence de particules de suies. Il convient de réduire à la source les émissions de particules solides et également l'ensemble des émissions de composés gazeux (COV (Composés Organiques Volatiles), HAP (Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques), CO, NOx, etc) [138, 139]. Différentes techniques d'amélioration peuvent être adoptées. La technique principale d'amélioration de la combustion à moindre coût est de réaliser une post-combustion. La stratégie consiste en l'injection d'air secondaire chauffé dans la partie haute de la chambre de combustion de la chaudière dans le but de brûler les imbrûlés [140, 141, 96]. Cette technique vise à respecter la règle des 4T (température, teneur en oxygène, turbulence et temps de séjour) et ainsi optimiser la combustion. Une amélioration des performances énergétiques de la chaudière peut être alors obtenue et une combustion plus propre devient possible.

2.7.1 Présentation du système d'injection

L'effet de deux paramètres principaux est examiné : la température et le débit d'air secondaire injecté. Les valeurs de la température et de débit d'air secondaire sont fournies dans le Tableau 8.

Paramètre	Valeurs	Taux air primaire / air secondaire
Température d'air injecté (°C)	250	
	500	
	750	
Débit d'air injecté (Nm^3/h)	3	2,7 %
	6	8 %
	9	13 %

Tableau 8 : Valeurs des paramètres d'air secondaire injecté

Dans le cadre de cette étude expérimentale, nous injectons de l'air pressurisé, chauffé à l'aide du réchauffeur de ligne (l'élément 11 figurant sur la Figure 4) dans la partie haute de la chambre de combustion de la chaudière via un dispositif d'injection inséré dans le pot de combustion de la chaudière. Le dispositif consiste en deux tubes, en inox, parallèles et verticaux comportant chacun un trou de diamètre de 2 mm à l'extrémité. Les deux tubes ont un diamètre interne de 29,7 mm et une longueur de 0,5 m afin d'assurer une injection d'air à mi-hauteur du pot de combustion (*cf.* Figure 24). Les deux buses d'injection sont orientées vers l'axe du pot de combustion (cylindrique) afin d'assurer une injection radiale opposée (*cf.* Figure 25).

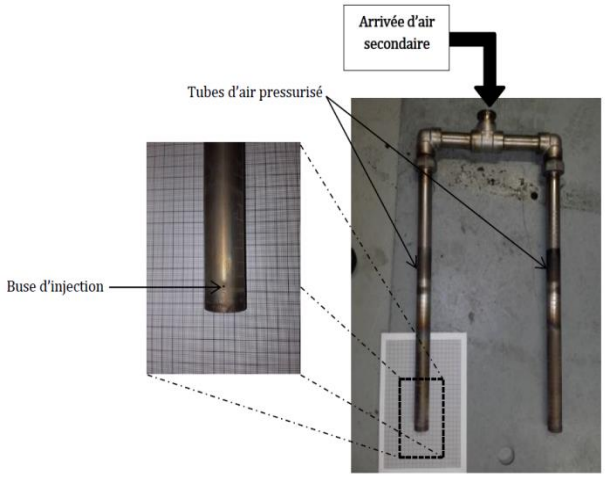


Figure 24 : Dispositif d'injection d'air secondaire

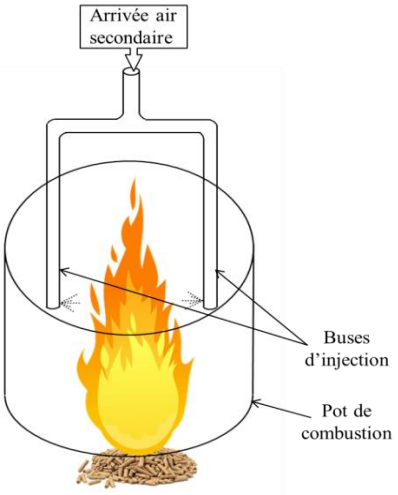


Figure 25 : Orientation des buses d'injection

L'air pressurisé est fourni par un compresseur rotatif à vis (l'élément 9 figurant sur la Figure 4) équipé d'un sécheur d'air par réfrigération et d'un filtre déshuileur submicronique (filtrage des particules de taille supérieure à 0,1 µm) (*cf.* Figure 26). Le compresseur permet de fournir une pression allant jusqu'à 10 bar avec un débit volume maximum de 28,2 m^3/h. L'air comprimé est ensuite injecté dans un ballon tampon d'un volume de 250 L dans le but de réduire les fluctuations de pression. En sortie du ballon tampon, une vanne manuelle permet d'ajuster le débit d'air qui est mesuré par un débitmètre placé en aval de celle-ci. La valeur du débit d'air est obtenue grâce à un débitmètre massique à effet thermique, avec une gamme de mesure allant de 0,2 à 10 m^3/h (incertitude de ± 0,6% de la mesure).



Figure 26 : Compresseur à vis SPINN

Un réchauffeur d'air de puissance 6 kW permet de chauffer l'air pressurisé fourni par le compresseur jusqu'à une valeur de 760 °C (*cf.* Figure 27).

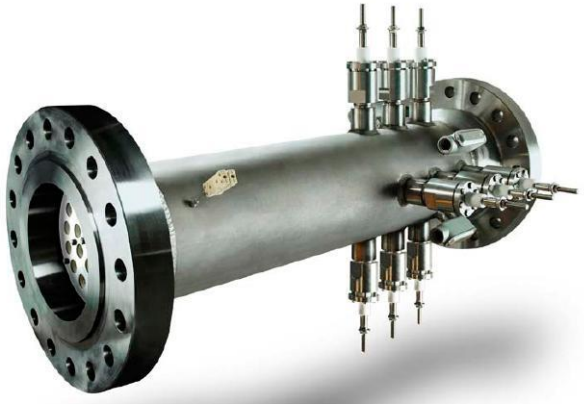


Figure 27 : Réchauffeur de la ligne d'air

Les pertes thermiques sur la ligne d'injection sont très importantes malgré la présence d'isolants. Un thermocouple de type K (T_{air}) de diamètre 1,5 mm (incertitude 0,75%) permet de mesurer la température d'air à l'entrée du tube d'injection dans la chaudière. La Figure 28 récapitule les éléments d'instrumentation de la ligne d'air comprimé chauffé.

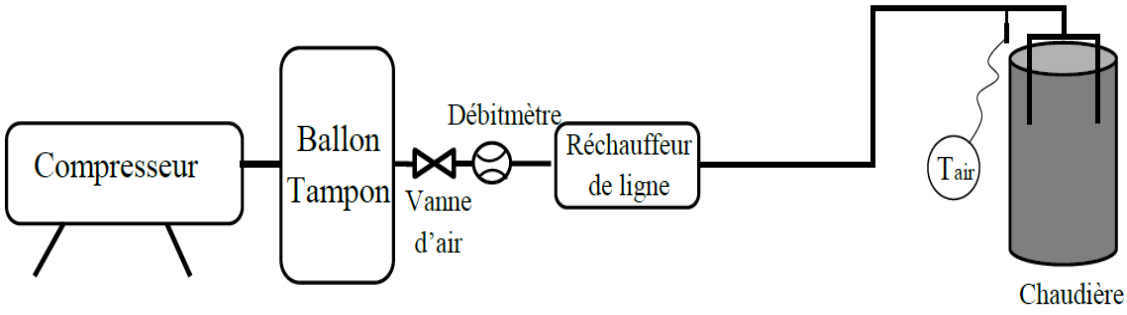


Figure 28 : Ligne d'injection d'air secondaire

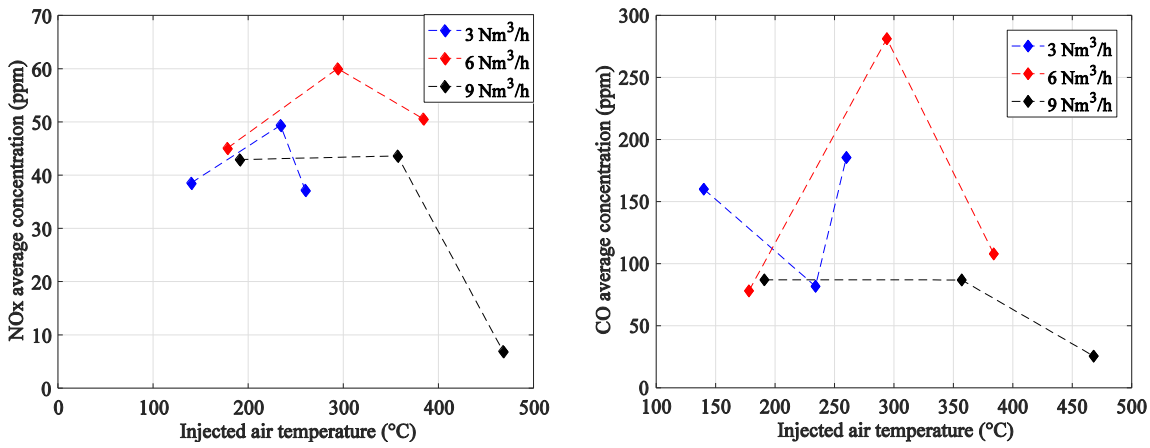
En combinant les différentes valeurs de deux paramètres d'air sélectionnés, un plan d'expériences a été adopté. Pour le réaliser, 9 essais expérimentaux ont été effectués (*cf.* Tableau 9) en faisant varier le débit et la température d'air secondaire injecté dans la chambre de combustion de la chaudière.

N° Essai	Débit air (Nm^3/h)	Température d'air injecté (°C)
1	3	140
2	3	234
3	3	260
4	6	178
5	6	294
6	6	384
7	9	191
8	9	357
9	9	468

Tableau 9 : Plan d'expériences

2.7.2 Effet de l'injection d'air secondaire chauffé sur la formation des polluants

Après l'établissement thermique de l'air secondaire pour chaque essai, la concentration moyenne des quatre composés a été calculée après plusieurs tests de reproductibilité et sur une durée suffisante de mesure (le temps nécessaire pour avoir un profil stable). Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 29. Comme le montrent les valeurs de concentrations mesurées, nous soulignons une importante baisse de la concentration moyenne de NOx, CO et CO_2 pour les hautes températures et hauts débits d'air injecté. Pour les essais à température d'injection moyenne et les deux débits de 6 et 9 Nm^3/h, la concentration de CO diminue de 33%, celle de NOx baisse de 11% et la concentration de CO_2 diminue de 28%. Le fait d'augmenter la température d'injection à débit constant (essais 7 et 8), ne semble pas avoir un effet sur la concentration moyenne des différents polluants mesurés.



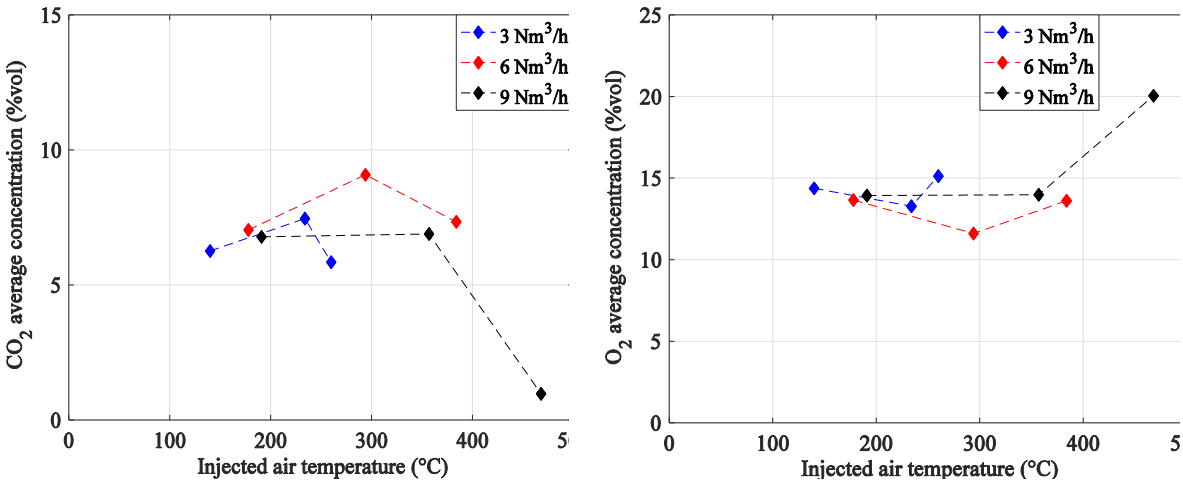


Figure 29 : Concentrations moyennes de NO_x, CO, CO_2 et O_2 dans la chaudière

Ces essais ont permis de souligner une première tendance mais doivent être confortés par d'autres essais complémentaires (augmenter la température de l'air injecté en mettant en place un nouveau réchauffeur, examiner d'autres orientations des buses, tester d'autres débits d'injection…).

2.8 Modélisation dynamique 0D de la chaudière en Bond Graph

La modélisation dynamique 0D des principaux composants de la chaudière biomasse, tels que la chambre de combustion, les tubes de fumées et l'échangeur de chaleur est réalisée à l'aide du formalisme Bond Graph. Comme nous l'avons déjà mentionné dans le Chapitre 1, cette méthode modélise les systèmes multi-physiques de manière structurée en se reposant principalement sur des bilans de flux massique et enthalpique pour la partie thermo-fluide. Cette étude a permis de développer un modèle dynamique capable de reproduire fidèlement le comportement dynamique de la chaudière étudiée. Ce modèle doit donc répondre aux exigences suivantes :

- ✓ Reproduire le plus fidèlement possible le comportement dynamique réel de la chaudière.
- ✓ Prendre en compte la dépendance des propriétés thermodynamiques des gaz brûlés aux variations de température.
- ✓ Etre transposable à d'autres chaudières représentant une architecture et une gamme de puissance similaire.
- ✓ Minimiser le temps de simulation.
- ✓ Etre évolutif (ouverture à une modélisation plus fine, couplage à d'autres modèles tel qu'une machine thermodynamique, échangeur de chaleur, etc…).

Le modèle dynamique développé prend en compte les différentes phases de fonctionnement de la chaudière afin de simuler un essai complet et appréhender toute la dynamique qui en découle.

Le système modélisé possède un comportement non linéaire dû principalement au couplage de différents phénomènes de natures diverses. Nous sommes en effet en présence de différents écoulements (circulation de gaz brûlés à l'intérieur de la chaudière et d'eau dans l'échangeur de chaleur), de transferts thermiques (conductifs, convectifs et radiatifs). Le modèle doit donc faire intervenir deux domaines physiques couplés : hydraulique et thermique. Ainsi, des bilans de puissance sont réalisés à partir des lois de transferts de chaleur afin de calculer les variations de flux d'enthalpie des gaz brûlés et de l'eau dans la chaudière. A partir de ces bilans, les évolutions instantanées des coefficients des échanges convectifs entre les gaz brûlés et les parois des différents systèmes de la chaudière peuvent être obtenues par méthode inverse introduite dans la section 2.5. Ces évolutions peuvent être injectées dans le modèle d'une manière tabulée mais peuvent l'être aussi sous forme d'une corrélation déduite des coefficients

d'échanges calculés à chaque instant. Le transfert de chaleur qui a lieu entre les gaz brûlés et les parois s'effectue par rayonnement et convection. Le transfert radiatif s'avère très complexe à modéliser compte tenu de la présence de particules de suies, d'un milieu semi transparent et d'une importante dynamique des températures des gaz brûlés liée aux bouffées de chaleur qui se libèrent lors de la combustion de pellets qui arrivent par paquet. Pour ce faire, des coefficients d'échanges globaux (convectif et radiatif) ont été considérés. Par contre au sein de l'échangeur eau – gaz brûlés, seuls les échanges convectifs eau-paroi sont modélisés.

2.8.1.1 Variables Bond Graph

Pour le développement du modèle dynamique de la chaudière, deux paires de variables *effort-flux* sont sélectionnées pour chaque système (*cf.* Tableau 10). Les variables Bond Graph utilisées pour représenter les deux systèmes sont basées sur la modélisation en pseudo Bond Graph.

Domaine considéré	Variable Bond Graph	
Domaine thermique	*effort*	Température
	flux	Flux d'enthalpie
Domaine hydraulique	*effort*	Pression
	flux	Débit masse mesuré

Tableau 10 : Variables Bond Graph utilisées

2.8.1.2 Eléments Bond Graph utilisés pour le développement du modèle dynamique 0D

Pour développer le modèle dynamique 0D de la chaudière en utilisant le formalisme Bond Graph, plusieurs variables Bond Graph ont été utilisées. Nous listons ici brièvement ces éléments. Une présentation détaillée de ce formalisme est disponible en Annexe 1.

Les éléments employés se divisent en deux groupes : des éléments basiques à un port et des éléments à multiports. Les éléments Bond Graph à 1-port, se divisent à leur tour en deux catégories : éléments passifs (R et C) et éléments actifs (*Se* et *Sf*).

Eléments à 1-port passifs

L'élément résistif R : est un élément dont les deux variables Bond Graph, l'*effort* et le *flux* sont liés par une fonction (*cf.* équation (14)).

$$e = \phi_R(f) \text{ ou } f = \phi_R^{-1}(e) \quad (14)$$

Cet élément représente le phénomène de dissipation de l'énergie. Etant donné que la chaudière est un système thermo-fluide, faisant intervenir deux domaines physiques, la thermique et l'hydraulique, cet élément représente les résistances thermiques (conductive, convective et radiative) pour le domaine thermique et les pertes de charges pour le domaine hydraulique. Sa représentation graphique est donnée sur la Figure 30 :

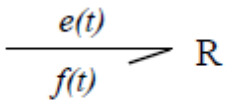


Figure 30 : Représentation graphique de l'élément R

L'élément capacitif C **:** est un élément à 1-port reliant l'*effort* e(t) au déplacement généralisé q(t) (*cf*. équation (15)).

$$q = \phi_C(e) \text{ ou } e = \phi_C^{-1}(q) \quad (15)$$

Dans le domaine thermique, l'élément C représente le stockage d'énergie. Cet élément peut représenter les accumulateurs de chaleur ou la capacité thermique. Sa représentation graphique est donnée sur la Figure 31 :

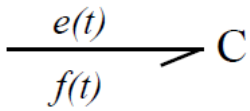


Figure 31 : Représentation graphique de l'élément C

Eléments à 1-port actifs

Les éléments à 1-port actifs utilisés dans la modélisation Bond Graph sont la source d'*effort Se* et la source de *flux Sf*. Ces deux éléments fournissent de la puissance aux systèmes de manière respective, l'effort par l'élément *Se* et le flux par l'élément *Sf*. Leurs représentations graphiques respectives sont données comme suit :



Figure 32 : Représentation graphique des éléments actifs à 1-pots

Dans le cas où il est nécessaire de faire varier l'effort ou le flux fournis par les éléments sources, on utilise les éléments sources « modulés » que l'on désigne par *MSe* et *MSf*.

Eléments à deux ports

Dans les systèmes thermo-fluides, un élément R à 2-ports peut être utilisé pour modéliser l'écoulement d'un fluide dans une conduite dans laquelle les pertes de charge et de chaleur ne sont pas négligeables. Le double lien de puissance est donc employé pour représenter les systèmes thermo-fluides dans lesquels on utilise les paires (P, $\dot{m}$) et (T, $\dot{E}$) comme présenté sur la Figure 33 :

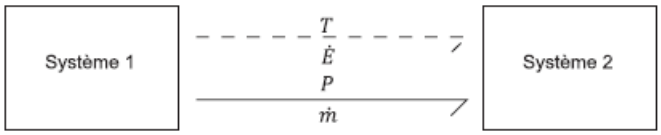


Figure 33 : Lien Bond Graph multi-énergies

Eléments de jonction : les éléments de jonctions servent à coupler les éléments à 1-ports. Il en existe deux : la jonction "0" et la jonction "1". N'étant pas des éléments de stockage ou de dissipation de l'énergie, les jonctions permettent la conservation de la puissance. On peut donc écrire :

$$\sum_{i=1}^{n} a_i e_i f_i = 0 \qquad (16)$$



(a) : Jonction "1" (b) : Jonction "0"

Figure 34 : Eléments de jonction "0" et "1"

Le coefficient a_i prend la valeur +1 si la demi-flèche est dirigée vers la jonction et -1 si elle est dirigée dans le sens opposé.

La jonction "0" réalise un bilan de flux et les efforts sont égalisés. Cela se traduit par les deux équations suivantes :

$$e_1 = e_1 = \ldots = e_n \qquad (17)$$

$$\sum_{i=1}^{n} a_i f_i = 0 \qquad (18)$$

Quant à la jonction "1", elle réalise un bilan d'effort. On a donc une égalité des efforts :

$$f_1 = f_1 = \ldots = f_n \qquad (19)$$

$$\sum_{i=1}^{n} a_i e_i = 0 \qquad (20)$$

2.8.1 Bond Graph à mot de la chaudière biomasse

Avant de développer le modèle détaillé de la chaudière, il est utile de faire une version préliminaire du modèle, appelé Bond Graph à mot. Cette étape consiste à décomposer le processus en un ensemble de sous-systèmes connectés par des liens de puissance en faisant apparaître les variables mis en jeu.

Le Bond Graph à mot de la chaudière est présenté sur la Figure 35. Les sous-systèmes (brûleur, chambre de combustion et échangeur eau – gaz brûlés) de la chaudière sont représentés

par des blocs connectés par le biais de demi-flèches représentant les liaisons thermiques et hydrauliques. Les causalités (trait causal en rouge I) (*cf.* Figure 35) sont également présentes afin d'indiquer la variable (*effort* ou *flux*) qui est à l'origine du transfert de puissance pour chaque lien Bond Graph (*cf.* Annexe 1, section 6). Lorsque les gaz brûlés passent à travers l'échangeur de chaleur, une partie de leur chaleur des gaz brûlés est transférée à l'eau, ce qui fait augmenter sa température d'entrée ($T_{w,in}^{exp}$) à la température de sortie ($T_{w,out}^{exp}$), par conséquent, son flux d'enthalpie varie également de $\dot{H}_{w,in}$ à $\dot{H}_{w,out}$.

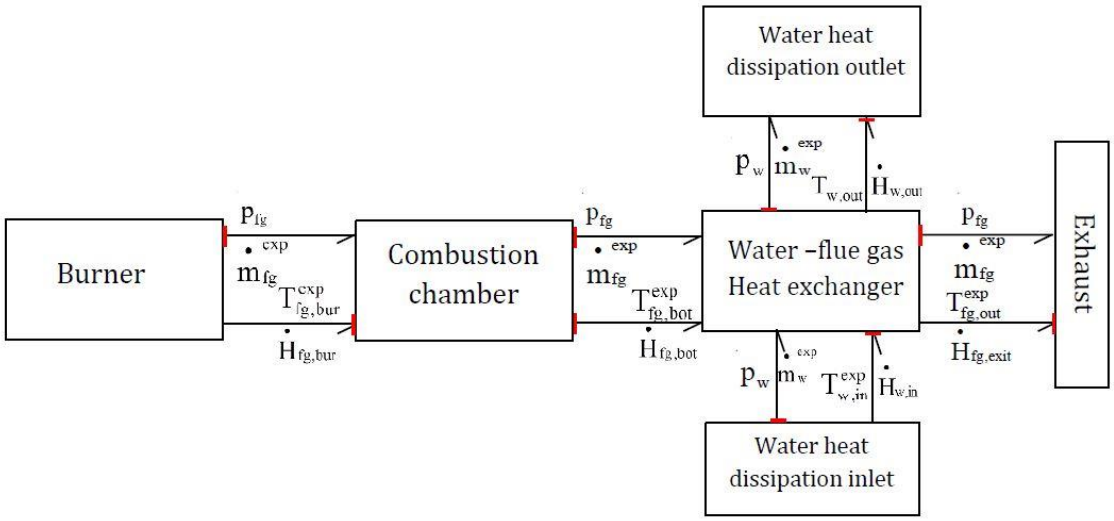


Figure 35 : Bond Graph à mot de la chaudière

2.8.2 Modèle dynamique 0D de la chaudière

Le modèle dynamique 0D de la chaudière est conçu à l'aide du logiciel 20*sim* [142] et est présenté sur la Figure 36. Les détails sur les sous-systèmes de la chaudière (brûleur, chambre de combustion, échangeur de chaleur) sont fournis ci-dessous. Le modèle se compose de deux types de liens Bond Graph : hydraulique et thermique. L'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés est modélisé en quantifiant la variation de l'enthalpie de l'eau de l'échangeur en prenant en compte la variation de sa température entre l'entrée et la sortie et le flux de chaleur convectif entre l'eau et les parois de l'échangeur. Pour mieux modéliser le comportement dynamique de la chaudière, la variation temporelle du débit masse et de la température de l'eau et des gaz brûlés est prise en compte. Les fichiers temporels des mesures expérimentales de la température des gaz brûlés $\left(T_{fg,bur}^{exp}\right)$ en sortie du brûleur et de l'eau à l'entrée de l'échangeur de chaleur $\left(T_{w,in}^{exp}\right)$ sont introduits comme condition d'entrée du modèle pour la partie thermique. Les fichiers temporels des mesures expérimentales des débits massiques des gaz brûlés $\left(\dot{m}_{fg}^{exp}\right)$ à l'entrée de

la chaudière et de l'eau à l'entrée de l'échangeur ($\dot{m}_w^{exp}$) sont introduits comme condition d'entrée du modèle pour la partie hydraulique. La pression est considérée constante et proche de la pression atmosphérique à l'intérieur de la chaudière. Les parois extérieures de la chaudière sont considérées adiabatiques, donc aucun échange de chaleur avec le milieu environnant. Pour calculer l'énergie interne des parois solides à l'état initial, la température de référence est prise égale à 20°C et la température initiale de l'eau de l'échangeur de chaleur est égale à 15°C.

Le rôle principal des jonctions "0" se trouvant sur le parcours des gaz brûlés est d'effectuer des bilans de flux en quantifiant, en particulier, le flux de chaleur échangé entre les gaz brûlés et les parois des sous-systèmes de la chaudière par convection et rayonnement à chaque pas de temps. Comme nous l'avons mentionné, les échanges de chaleur par rayonnement ne sont pas modélisés ici mais représentés par des coefficients d'échanges globaux qui prennent en compte la convection et le rayonnement.

Le stockage et/ou l'évacuation du flux de chaleur dans les parois des différentes zones de la chaudière (parois de la chambre de combustion, des tubes de fumées et de l'échangeur de chaleur) sont représentés par les éléments C (C_1, C_7, C_3 et C_{10}) (*cf.* Figure 36) mis en causalité flux. La loi générique qui les caractérise est la suivante :

$$\dot{Q}_{wall,i} = m_{wall,i}.c_{wall}\frac{dT_{wall,i}}{dt} \qquad (21)$$

avec $\dot{Q}_{wall,i}$ le flux de chaleur stocké ou libéré par la paroi du système i considéré, $m_{wall,i}$ la masse du système i, $c_{wall,i}$ la chaleur spécifique du système i. La chaleur spécifique c_{wall} est prise à la température moyenne de la paroi durant la phase de régulation de la chaudière et est considérée homogène.

La température de la paroi $T_{wall,i}$ est calculée par l'équation suivante :

$$T_{wall,i} = \frac{1}{m_{wall,i}.c_{wall,i}}\int \dot{Q}_{wall,i}dt \qquad (22)$$

Le flux de chaleur $\dot{Q}_{wall,i}$ résulte d'un bilan de flux sur la paroi du système i. Le calcul de l'intégrale de l'équation (22) nécessite de connaitre l'état énergétique du système i à t=0.

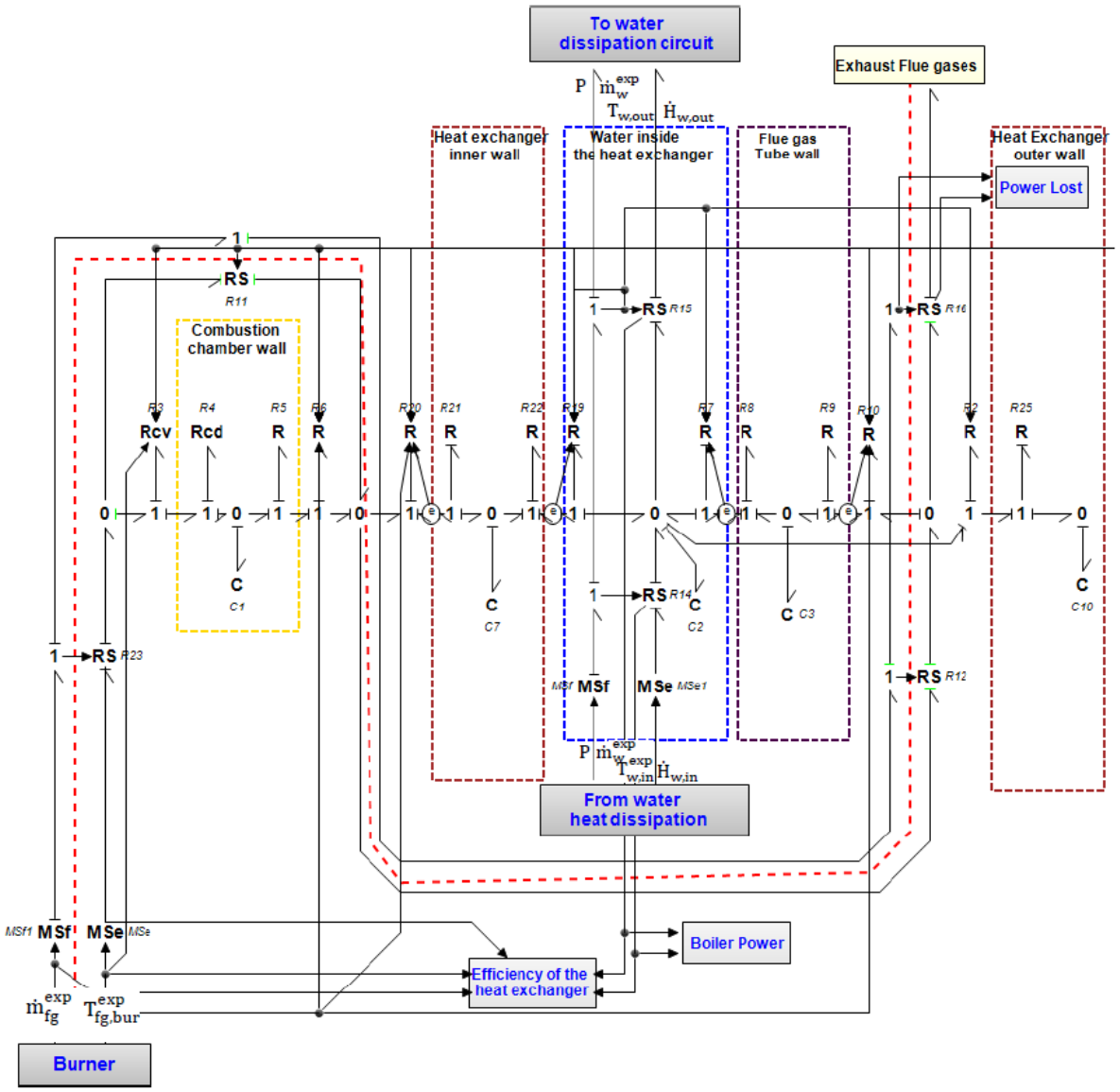


Figure 36 : Modèle dynamique 0D de la chaudière

Le comportement dynamique de la chaudière dépend également de l'interaction entre les deux parties hydraulique et thermique. Les éléments RS (R_{11}, R_{12}, R_{16}, R_{18} et R_{23}) ont été utilisés pour connecter les deux domaines. Les éléments RS sont en causalité *effort* en entrée ce qui implique que la valeur de la température des gaz brûlés leur a été fournie et ils calculent le flux d'enthalpie après chaque bilan de flux réalisé par les jonction "0" se trouvant sur le parcours des gaz brûlés balisé par le trait rouge discontinu.

L'élément multiport RS (R_{23}) est détaillé sur la Figure 37. Le flux d'enthalpie des gaz brûlés à l'entrée de l'élément RS $\dot{H}_{fg,in}$ est calculé à chaque pas de temps à l'aide de l'équation (23) :

$$\dot{H}_{fg,in}(t) = \dot{m}_{fg}^{exp}(t).c_{pfg}(T_{fg,bur}^{exp}).T_{fg,bur}^{exp}(t) \quad (23)$$

En considérant la continuité de flux d'enthalpie au niveau de l'élément RS, on peut écrire :

$$\dot{H}_{fg,in}(t) = \dot{H}_{fg,out}(t) \quad (24)$$

avec $\dot{H}_{fg,in}(t)$ et $\dot{H}_{fg,out}(t)$ les flux d'enthalpie en entrée et en sortie de l'élément RS à chaque pas de temps, $\dot{m}_{fg}^{exp}(t)$ le débit masse des gaz brûlés mesuré expérimentalement, $T_{fg,in}(t)$ la température des gaz brûlés calculées par le modèle.

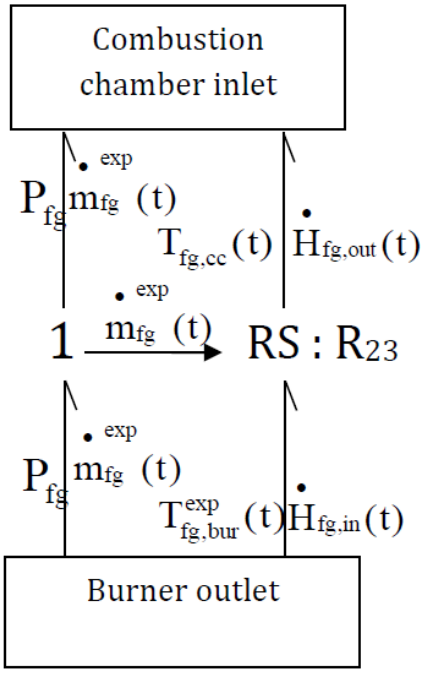


Figure 37 : Elément RS (R23)

La dissipation du transfert de chaleur par conduction, rayonnement et convection est modélisée par les éléments dissipatifs R.

Les éléments R_4, R_5, R_{21}, R_{22}, R_{22}, R_8, R_9 et R_{25} quantifient les échanges conductifs à travers les parois cylindriques des sous-systèmes. Dans une configuration cylindrique, la résistance conductive R_{cd} est donnée par l'équation (25) :

$$R_{cd,i} = \frac{\ln(r_{2,i} / r_{1,i})}{2\pi\lambda_i H_i} \quad (25)$$

avec $r_{2,i}$ et $r_{1,i}$ les rayons intérieur et extérieur du système i considéré, H_i la hauteur du système i et λ_i la conductivité thermique de la paroi prise à 900 °C correspondante à la température de la paroi mesurée durant la phase de régulation de la chaudière, considérée homogène.

Les éléments R_3, R_6, R_{20}, R_{10}, et R_2 quantifient les échanges de chaleur convectifs et radiatifs entre les gaz brûlés et les différentes parois des sous-systèmes de la chaudière. La résistance thermique de convection R_{cv} est calculée à l'aide de l'équation (26) :

$$R_{cv,i} = \frac{1}{h_{g,i}.S_i} \quad (26)$$

avec $h_{g,i}$ le coefficient d'échange global et S_i la surface d'échange du système i.

2.8.2.1 Calcul des coefficients d'échanges globaux par méthode inverse

Les coefficients d'échange de chaleur globaux pour les différentes configurations géométriques dans la chaudière et dans chaque zone sont obtenus par calcul itératif par méthode inverse. Cette méthode est basée sur les bilans énergétiques présentés dans la section 2.5. Les flux de chaleur sont calculés en utilisant des températures expérimentales mesurées et des températures calculées par le modèle dynamique 0D aux endroits où l'accès à la mesure expérimentale est indisponible. A partir du gradient de température entre le fluide (gaz brûlés) et le solide (paroi du système considéré) et connaissant le flux de chaleur calculé dans la zone sélectionnée, cette méthode permet de trouver les coefficients des échanges globaux en différents endroits dans la chaudière à chaque pas de temps. Cette méthode permet de réaliser des calculs entre 2 pas de temps successifs et la valeur du coefficient d'échange global obtenue à l'instant t permet de faire correspondre la température mesurée à celle calculé à l'instant t+1. Dans cette étude, l'évolution instantanée de ces coefficients obtenue à différents endroits de la chaudière est relativement stable. Cela a permis d'introduire des valeurs moyennes dans le modèle afin de modéliser les effets radiatifs couplés aux effets convectifs.

Nous donnons ici la méthode utilisée par calculer ce coefficient dans le pot de combustion de la chaudière. La variation de flux d'enthalpie des gaz brûlés entre l'entrée et la sortie du pot de combustion $\Delta\dot{H}_{fg,cc}(t)$ est calculée à chaque pas de temps par l'équation (27).

$$\dot{\Delta H}_{fg,cc}(t) = \dot{m}_{fg}^{exp}(t)\left(\underbrace{c_{p,fg}\left(T_{fg,cc}^{exp}(t)\right).T_{fg,cc}^{exp}(t)}_{\text{Sortie pot de combustion}} - \underbrace{c_{pfg}\left(T_{fg,bur}^{exp}(t)\right).T_{fg,bur}^{exp}(t)}_{\text{Entrée pot de combustion}}\right) \quad (27)$$

avec $c_{pfg}(t)$ la chaleur spécifique instantanée des gaz brûlés calculée aux température des gaz brûlés respectives, $T_{fg,cc}(t)$ dans le pot de combustion et $T_{fg,bur}^{exp}(t)$ dans le brûleur en fonction du temps.

Le flux de chaleur convectif échangé entre les gaz brûlés et la paroi du pot de combustion $\dot{Q}_{fg,cc}(t)$ est également calculé à chaque pas de temps par l'équation (28) :

$$\dot{Q}_{fg,cc}(t) = h_{g,cc}.S_{cc}\left(T_{fg,cc}^{exp}(t) - T_{wall,inner}^{exp}(t)\right) \quad (28)$$

avec $h_{g,cc}$ le coefficient des échanges globaux dans le pot de combustion, S_{cc} la surface d'échange de la chambre de combustion et $T_{wall,inner}^{exp}(t)$ la température de la paroi côté intérieur de la chambre de combustion (pot) mesurée (*cf.* Figure 10).

En réalisant un équilibre entre les deux flux de chaleur, la valeur du coefficient d'échange global $h_{g,cc}$ ramené à la surface d'échange côté intérieur du pot de combustion peut être déduite pour chaque pas de temps à l'aide de l'équation (29).

$$h_{g,cc}(t) = \frac{\dot{\Delta H}_{fg,cc}(t)}{S_{cc}\left(T_{fg,cc}^{exp}(t) - T_{wall,inner}^{exp}(t)\right)} \quad (29)$$

L'évolution instantanée du coefficient global de transfert de chaleur à l'intérieur de la chambre de combustion durant la phase de régulation est illustrée par la Figure 38. Les pics observés sont liés à la problématique d'incertitude de mesure sur les thermocouples. Une faible différence de température entre les gaz brûlés et la paroi conduit à d'importantes valeurs du coefficient d'échange h ce qui provoque des divergences de calcul. Cela ajoute de la complexité au choix du schéma de calcul.

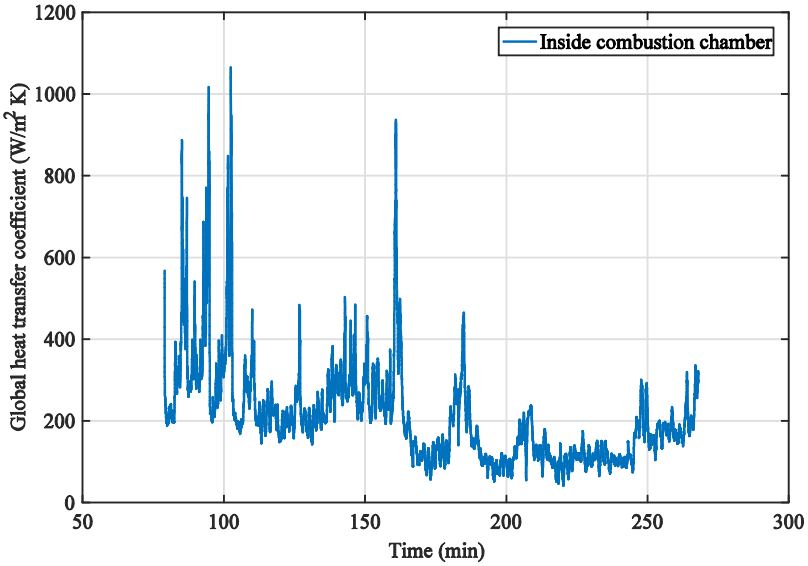


Figure 38 : Evolution instantanée du coefficient global des échanges de chaleur dans le pot de combustion

Afin d'estimer les échanges de chaleur radiatifs dans la chaudière, les flux de chaleur convectifs sont calculés à l'aide de la loi de Newton et les coefficients convectifs à l'aide de l'équation (30). Connaissant le nombre de Reynolds ainsi que le nombre de Prandtl, nous pouvons déterminer le nombre de Nusselt à partir des corrélations semi-empiriques de Dittus-Boelter et de Gnielinski, adaptées aux configurations étudiées. Le nombre de Nusselt nous permet alors de calculer le coefficient d'échange à l'intérieur des configurations géométriques dans la chaudière. Le Tableau 11 comprend les corrélations semi-empiriques utilisées pour calculer le nombre de Nusselt Nu :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \tag{30}$$

avec Nu le nombre de Nusselt, D_h le diamètre hydraulique et h le coefficient d'échange convectif.

Configuration géométrique	Configuration de l'écoulement	Corrélations	Domaine de validation
Pot de combustion et tubes de fumées de l'échangeur de chaleur [143]	A l'intérieur d'un cylindre	$Nu = 0,023\,Re_{D_h}^{0,8}\,Pr^{0,4}\left(1+\left(\frac{D_h}{H}\right)^{0,7}\right)$	$0,7 \le Pr \le 120$ $10^4 \le Re_{D_h} \le 1,2\times10^5$ $2 \le L/D_h \le 20$

Passage dans la conduite annulaire entre la chambre de combustion et la paroi interne de l'échangeur de chaleur [144]	À l'intérieur d'une conduite annulaire – parois fixes	$Nu = 0,023\,Re_{D_h}^{0,8}\,Pr^{0,4}(r_2 / r_1)^{0,14}$	$0.7 < Pr < 100$ $Re_{Dh} > 2\,000$

Tableau 11 : Corrélations semi-empiriques employées pour calculer le nombre de Nusselt

avec H la hauteur du système étudié, r_1 et r_2 les rayons intérieur et extérieur de la géométrie cylindrique, Re_{Dh} le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique et Pr le nombre de Prandtl.

En raison de la présence de forts gradients de température dans la chaudière, les produits de combustion tels que la vapeur d'eau (H_2O), le dioxyde de carbone (CO_2) et les particules de suie rayonnent de manière significative [145]. Sachant que le rayonnement est le mode de transfert de chaleur dominant dans la chaudière, il est intéressant de le quantifier dans le transfert de chaleur total.

Un bilan thermique dans quatre zones de la chaudière est réalisé à l'aide des équations de bilan énergétique de la chaudière introduites dans la section 2.5. Ce bilan permet de comparer le flux de chaleur radiatif au flux total. Le flux de chaleur convectif est calculé à l'aide des coefficients de transfert thermique convectifs obtenus par les corrélations semi-empiriques du Tableau 11 et le flux thermique global est obtenu à l'aide des coefficients de transfert thermique calculés par calcul itératif à l'aide de la méthode inverse.

Endroit	ϕ_{rad}/ϕ_{tot} (%)	Nu	Re_{Dh}	Pr
A l'intérieur du pot de combustion	97,56	151	6614	0,73
Côté extérieur du pot de combustion (Passage annulaire entre le pot de combustion et la paroi interne de l'échangeur de chaleur)	96,77	33	10569	0,727
Paroi interne de l'échangeur de chaleur (côté gaz brûlés)	96,11	30	9375	0,723
A l'intérieur des tubes de fumées de l'échangeur de chaleur	95,64	161,5	59858	0,725

Tableau 12 : Bilan des flux de chaleur dans la chaudière et des nombres sans dimensions

2.8.2.1 Propriétés thermodynamiques en fonction de la température

Etant donné que les températures varient énormément en fonction du temps et du lieu dans la chaudière, la prise en compte de la variation des propriétés thermodynamiques des gaz brûlés (masse volumique ρ_{fg}, conductivité thermique λ_{fg}, viscosité dynamique μ_{fg} et chaleur spécifique c_{pfg}) en fonction de la température des gaz brûlés T_{fg} est primordiale. Cela permet de caractériser pleinement les transferts de masse et de chaleur dans la chaudière. Connaissant la pression, la température et la composition chimique des gaz brûlés en fraction massique ou molaire, il est possible de calculer les principales propriétés thermodynamiques des gaz brûlés. L'approche générale adoptée pour calculer les propriétés d'un mélange de gaz consiste d'abord à calculer, en fraction molaire, la participation de chaque gaz constituant le mélange et les propriétés de chaque constituant, puis à faire la somme du produit de chaque propriété et de la fraction molaire. Les évolutions de chaque propriété sont tracées en fonction de la température des gaz brûlés afin de dégager des corrélations polynomiales qui sont introduites dans le modèle dynamique au niveau des éléments RS et des éléments R (*cf.* Annexe 2). Les fractions molaires sont obtenues à partir de l'équation de combustion des pellets (*cf.* équation (1)).

Propriétés thermodynamiques	Corrélations	Unité	Plage de température (K)	Min - Max
Masse volumique	$\rho_j(T_{fg}) = \frac{P_{fg} M_j}{R T_{fg}}$ $\rho_{fg}(T_{fg}) = \left(\sum_j \frac{y_j}{\rho_j(T_{fg})} \right)^{-1}$	kg/m^3	298 - 1500	1,22 – 0,23
Conductivité thermique [146]	$\lambda_j(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^2 + DT_{fg}^3$ $\lambda_{fg} = \frac{\sum_j x_j \lambda_j M_j^{1/3}}{\sum_j x_j M_j^{1/3}}$	W/m.K	298 - 1500	2,32 10^{-2} – 8,65 10^{-2}
Viscosité dynamique [147]	$\mu_j(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^{\ 2} + DT_{fg}^{\ 3}$ $\mu_{fg}(T_{fg}) = \frac{\sum_j x_j \mu_j(T_{fg}) \sqrt{M_j}}{\sum_j x_j \sqrt{M_j}}$	Pa.s	298 - 1500	1,7 10^{-5} – 5,42 10^{-5}
Chaleur spécifique à pression constante [148]	$c_{p,j}(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^2 + DT_{fg}^3 + E/T_{fg}^2$ $c_{pfg}(T) = \sum_j y_j c_{p,j}(T_{fg})$	J/kg.K	298 - 1500	1090 – 1374

Tableau 13 : Corrélations utilisées pour calculer les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés (Annexe 2)

avec ρ_{fg} la masse volumique, λ_{fg} la conductivité thermique, μ_{fg} la viscosité dynamique et c_{pfg} la chaleur spécifique à pression constate, T_{fg} la température des gaz brûlés, P_{fg} la pression des gaz brûlés, R la constante universelle des gaz parfaits, M_i la masse molaire de chaque espèce j, y_j la fraction massique de chaque espèce j donnée par l'équation (31) et x_j la fraction molaire de chaque espèce j donnée par l'équation (32). La fraction molaire des espèces j sont considérés homogènes au sein de la chaudière. i peut être CO_2, H_2O, O_2 ou bien N_2. Les constantes A, B, C, D et E sont fixées pour chaque espèce et pour chaque propriété.

$$y_j = \frac{m_j}{m_{tot}} \tag{31}$$

$$x_j = \frac{n_j}{n_{tot}} \tag{32}$$

avec m_j la masse de chaque espèce j, m_{tot} la masse totale des gaz brûlés, n_j le nombre de mole de chaque espèce j et n_{tot} le nombre de mole total des gaz brûlés.

2.8.2.1 Schéma de calcul

La méthode Bond Graph utilise un système d'équations algébriques-différentielles pour décrire la dynamique du système modélisé. La précision du modèle dynamique est basée sur le choix du schéma numérique utilisé pour résoudre efficacement ces équations différentielles. Le schéma de résolution utilisé dans notre modèle est le schéma de Runge-Kutta au quatrième ordre (RK4) [149, 150] qui est un cas particulier de la méthode Runge-Kutta. Ce schéma est couramment appelé schéma prédicteur-correcteur explicite. Cette méthode a l'avantage d'être simple à mettre en œuvre, précise et assez stable. Elle est recommandée lorsque la précision requise est relativement élevée. Cette méthode est basée sur le principe d'itération, c'est-à-dire qu'une estimation intermédiaire de la solution est calculée à partir de la solution précédente et ainsi de suite. L'idée est d'approcher la valeur suivante y_{n+1} calculée à l'instant t_{n+1} par la valeur courante y_n obtenue à l'instant t_n plus le produit du pas de temps (δ) et de la pente estimée. La pente est obtenue par la moyenne pondérée de quatre pentes (k_1, k_2, k_3 et k_4), où chaque pente est le produit de l'étape d'itération et d'une pente estimée. La pente est spécifiée par la fonction F du côté droit de l'équation différentielle [151, 152].

Nous considérons le problème suivant :

$$y' = F(t, y) \text{ avec } y_0 = f(t_0) \rightarrow y = f(t) \tag{33}$$

Connaissant la condition initiale, la méthode RK4 est donnée par l'équation :

$$y_{n+1} = y_n + \delta/6\,(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) + o(\delta^5) \tag{34}$$

$$\delta = t_{n+1} - t_n \ \ (1 < n < N) \tag{35}$$

où,

$$k_1 = F(t_n, y_n) \tag{36}$$

$$k_2 = F\left(t_n + \delta/2, y_n + \delta\, k_1/2\right) \tag{37}$$

$$k_3 = F\left(t_n + \delta/2, y_n + \delta\, k_2/2\right) \tag{38}$$

$$k_4 = F(t_n + \delta, y_n + \delta k_3) \tag{39}$$

avec k_1 la pente calculée au début de l'intervalle [0, nδ] où n est le nombre de pas ($n \geq 1$), k_2 la pente calculée au milieu de l'intervalle δ en utilisant k_1, k_3 est de nouveau la pente calculée au milieu de l'intervalle δ en utilisant k_2 et k_4 la pente calculée à la fin de l'intervalle δ.

La méthode RK4 est une méthode d'ordre 4, cela signifie que l'erreur commise à chaque étape est de l'ordre de $o(\delta^5)$, alors que l'erreur cumulée totale est de l'ordre de $o(\delta^4)$.

2.8.3 Validation du modèle dynamique de la chaudière

2.8.3.1 En régime stationnaire

Afin de valider le modèle dynamique 0D, l'essai expérimental à pleine charge stationnaire sans cycle thermique évoqué dans la section 2.4.2 a été simulé par le modèle dynamique 0D de la chaudière. L'objectif est de comparer les prédictions du modèle dynamique et les données expérimentales. La stratégie adoptée consiste à alimenter le modèle avec des fichiers temporels dynamiques obtenus par des mesures expérimentales de températures et de débits masse des gaz brûlés dans le brûleur et de l'eau à l'entrée de l'échangeur de chaleur afin d'effectuer des simulations. Une fois la simulation réalisée, les résultats sont confrontés à d'autres mesures expérimentales de profils de température de gaz brûlés, dans d'autres endroits de la chaudière.

Pour ce faire, nous avons suivi la même méthode employée par Carlon *et al*. [121]. Nous avons réalisé des comparaisons de profils expérimentaux de température des gaz brûlés dans le pot de combustion, à la sortie des tubes de fumées (de l'échangeur de chaleur) et de l'eau à la sortie de la chaudière à ceux obtenus par la simulation. Il faut rappeler que certaines données d'entrée du modèle sont issues des mesures expérimentales durant un essai complet. Ces conditions sont résumées dans le Tableau 14 pour les deux domaines hydraulique et thermique.

domaine considéré		Source	Conditions d'entrée modèle 0D
Chaudière	thermique	*effort*	Température gaz brûlés mesurée dans le brûleur $T_{fg,bur}^{exp}$
		flux	Flux d'enthalpie des gaz brûlés (calculé par le modèle)
	hydraulique	*effort*	Pression (égale à 1 bar)
		flux	Débit masse des gaz brûlés $\dot{m}_{fg}^{exp}$ mesuré à l'entrée de la chaudière
Echangeur de chaleur eau – gaz brûlés	thermique	*effort*	Température d'eau mesurée à l'entrée $T_{w,in}^{exp}$
		flux	Flux d'enthalpie de l'eau (calculé par le modèle)
	hydraulique	*effort*	Pression de l'eau dans l'échangeur
		flux	Débit masse de l'eau $\dot{m}_{w}^{exp}$ mesuré à l'entrée de l'échangeur

Tableau 14 : Conditions d'entrée du modèle dynamique 0D de la chaudière

Afin de réaliser la validation du modèle, le comportement thermique des gaz brûlés dans la chaudière et de l'eau dans l'échangeur de chaleur ont été étudiés. Le temps de calcul est de l'ordre de 7 s avec un pas de temps physique de 1s. La durée de l'essai est de 6 heures.

L'analyse des deux profils de température des gaz brûlés dans la chambre de combustion obtenus par la mesure et la simulation montre un accord satisfaisant entre les deux résultats (*cf.* Figure 39). Néanmoins un écart de 24 % au niveau des deux profils est enregistré quelques minutes après l'amorçage de la combustion (20 – 50 min). Cet écart peut être expliqué par la modélisation de la diffusivité thermique de la paroi du pot de combustion par un seul réseau RC, ce qui surestime les échanges de chaleur lors de la phase de démarrage où la combustion est incontrôlée. De plus, la mesure de température se fait en un seul point de l'espace alors que le calcul réalisé par la modélisation 0D correspond à une moyenne dans l'espace.

Par ailleurs, la condition d'entrée est un fichier temporel dynamique de la température des gaz brûlés mesurée dans le brûleur et injecté à l'entrée de la chambre de combustion, cela ne reflète pas exactement les conditions de fonctionnement réel mais représente bien le comportement thermique des gaz brûlés à l'entrée de la chambre de combustion. Les fluctuations présentes sur la température expérimentale des gaz brûlés liés à la combustion de pellets amenés de façon intermittente sont également observées sur le profil de température calculée par le modèle. Après l'arrêt complet de la chaudière, la dynamique de refroidissement fournie par le modèle est très proche des mesures.

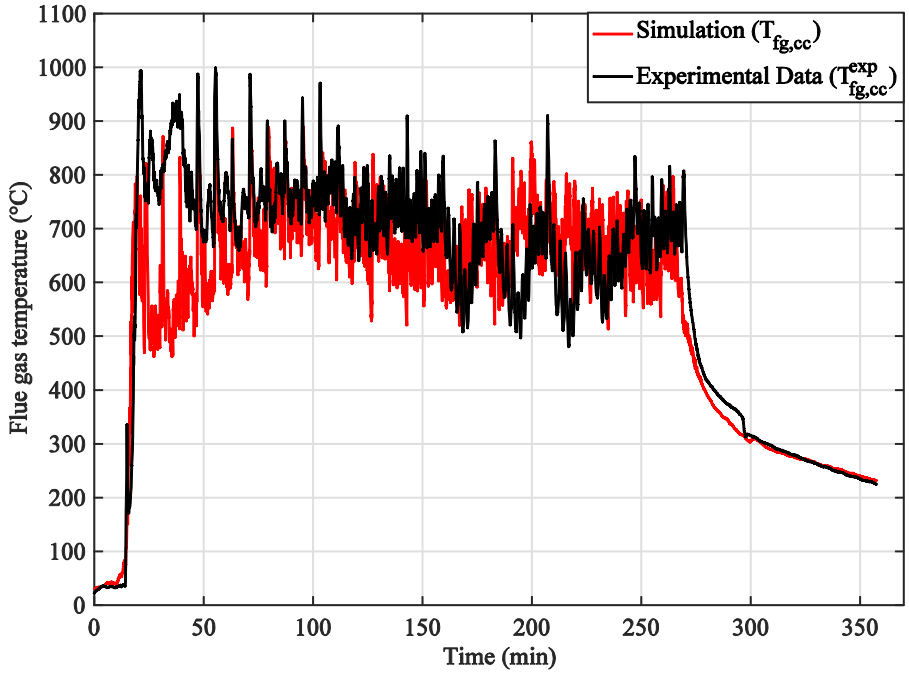


Figure 39 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés dans le pot de combustion en régime stationnaire

L'évolution de la température des gaz brûlés, obtenue expérimentalement et par simulation, à la sortie de tubes de fumées de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés est tracée sur la Figure 40. Les deux profils manifestent un bon accord durant la phase de démarrage et de régulation. Cependant, la dynamique de refroidissement fournie par le modèle est plus rapide que dans le cas expérimental et cela peut être dû au capot de la chaudière qui possède une inertie thermique importante et qui n'est pas modélisé. Celui-ci, pendant la phase d'arrêt, peut rétrocéder de l'énergie au moment où sa température devient supérieure à celle des gaz brûlés à cet endroit de la chaudière et donc ralentir le refroidissement des gaz brûlés.

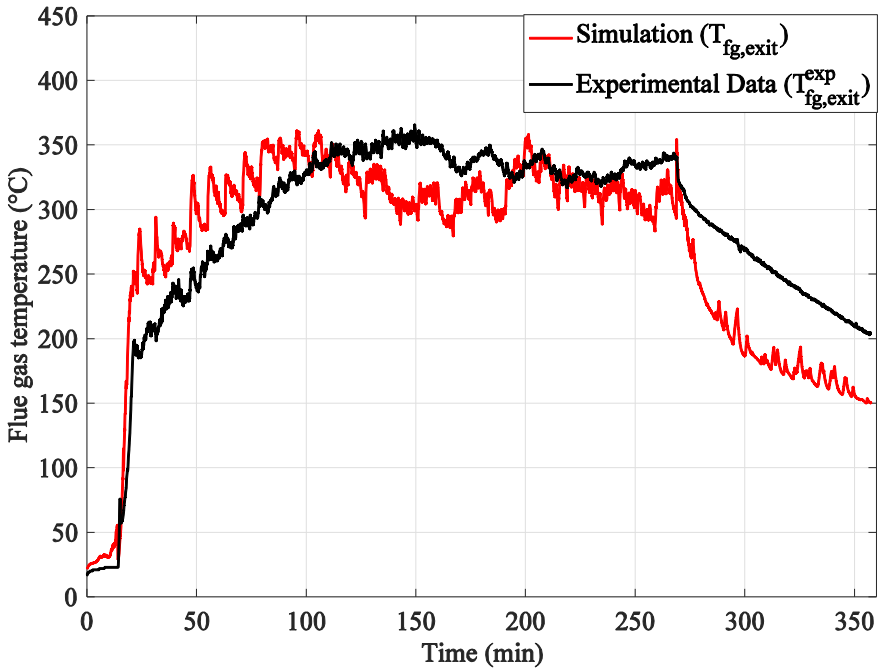


Figure 40 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés en sortie de tubes de fumées en régime stationnaire

Les profils de température d'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés obtenus expérimentalement et par la simulation ont été examinés également (*cf.* Figure 41). Le modèle traduit fidèlement le comportement dynamique de la température d'eau en sortie de la chaudière, plus précisément durant la phase de démarrage et d'arrêt de la chaudière. Ces deux phases sont pourtant très dynamiques (forte montée en température d'eau au démarrage, fonctionnement intermittent de la pompe hydraulique, refroidissement de la chaudière, etc).

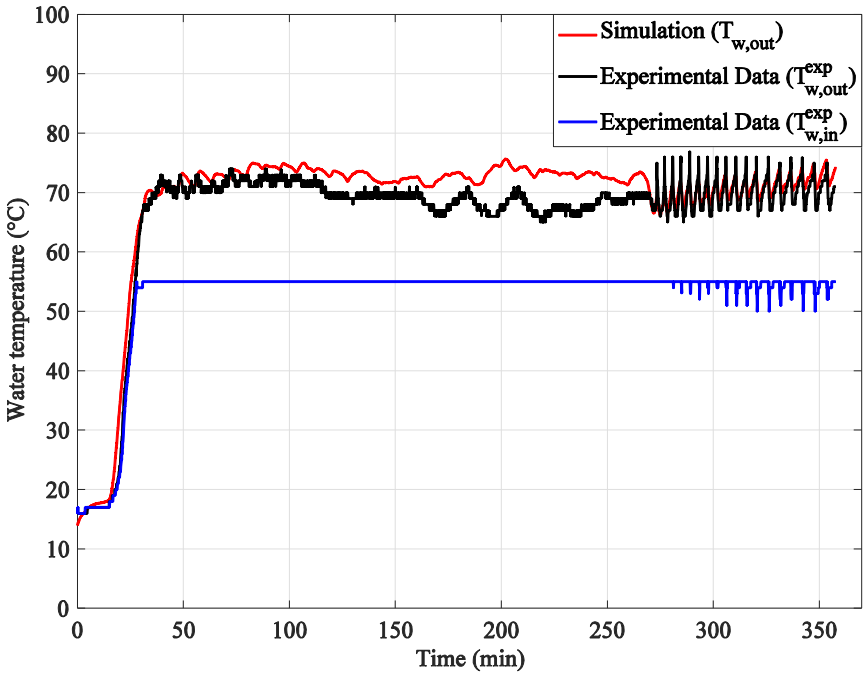


Figure 41 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur en régime stationnaire

Il en résulte donc que le modèle dynamique 0D développé décrit fidèlement le comportement thermique des gaz brûlés dans la chaudière et celui de l'eau dans l'échangeur de chaleur.

Par ailleurs, le modèle est capable de fournir d'autres paramètres tels que la température des parois des sous-systèmes de la chaudière et des gaz brûlés en d'autres endroits que ceux évoqués ci-dessus. Les mesures de températures des parois nous ont permis de calculer les coefficients des échanges globaux en plusieurs endroits dans la chaudière.

A partir du modèle de la chaudière, il est également possible de calculer son rendement, les pertes par les fumées, les flux de chaleurs stockés par les parois et le flux de chaleur dégagé par la combustion dans le brûleur en fonction du temps et donc des différentes phases de fonctionnement.

D'après la documentation technique fournie par le fabriquant, la chaudière devrait présenter un rendement de 85%. Ce rendement peut être défini comme étant le rapport de la variation de flux d'enthalpie de l'eau de l'échangeur de chaleur et la puissance calorifique dégagée lors de la combustion. Cela se traduit par l'équation (40) :

$$\eta(t) = \frac{\dot{\Delta H}_w(t)}{\dot{\Delta H}_{fg,bur}(t)} \quad (40)$$

Enlever le delta dans l'équation ci-dessus

L'évolution instantanée du rendement calculée par le modèle à chaque instant t est présentée sur la Figure 42. Son évolution est drastiquement affectée par les fluctuations enregistrées au niveau de la température des gaz brûlés. Lors de cet essai, la chaudière présente un rendement moyen d'environ 67 %.

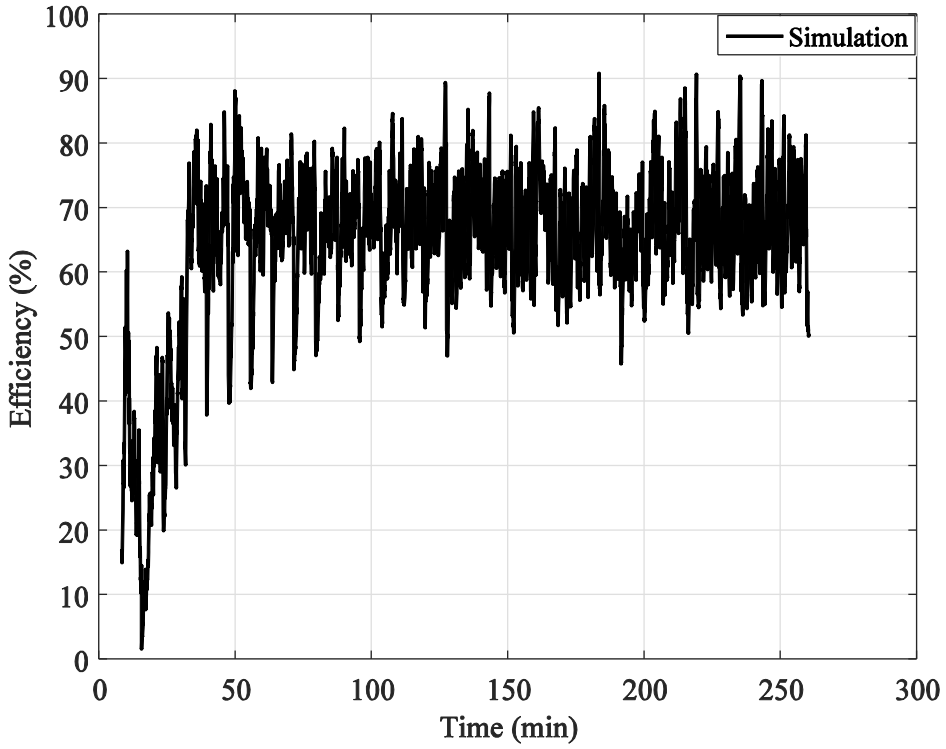


Figure 42 : Rendement de la chaudière

L'évolution temporelle de la variation de flux d'enthalpie de l'eau, entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur, calculée par le modèle est illustrée par la Figure 43. La quantité de flux de chaleur transmise à l'eau reste très faible pendant la phase de démarrage de la chaudière et augmente rapidement après l'amorçage de la combustion. Si l'on considère uniquement la phase de fonctionnement en régime permanent, le flux thermique moyen transmis des gaz brûlés à l'eau de l'échangeur de chaleur est de 35 kW. Sachant que la puissance nominale de la chaudière est de 30 kW, ce résultat est représentatif compte tenu des hypothèses

considérées. De fortes montées en puissance sont observées durant la phase de refroidissement, dues aux montées en température d'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur.

Le rendement de la chaudière peut être estimé à partir de débit masse et le pouvoir calorifique supérieur des pellets. Le débit masse peut être retrouvé grâce à l'équation (2). On choisissant deux instants durant la phase de régulation, on déduit l'angle de rotation de la vis d'alimentation et donc remonter au débit de pellets durant cette période ($t_1 - t_2$) (*cf.* équation **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**).

$$\dot{m}_{pellets}^{exp} = 0,026\,\dot{\theta} \tag{41}$$

et donc,

$$\dot{m}_{pellets}^{exp} = 0,026\left(\frac{\theta(t_2)-\theta(t_1)}{t_2-t_1}\right) \tag{42}$$

où, pour ce calcul, t_1=50 min et t_2 =100 min.

Le rendement peut être calculé alors comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{\Delta H}_w(t)}{\dot{m}_{pellets}^{exp}\,PCI} \tag{43}$$

avec, PCI le pouvoir calorifique supérieur des pellets donné dans le Tableau 4.

La valeur moyenne du rendement de la chaudière trouvée par cette méthode vaut 65%. Cette valeur est très proche de celle trouvée avec à l'équation (40) qui est de 67%.

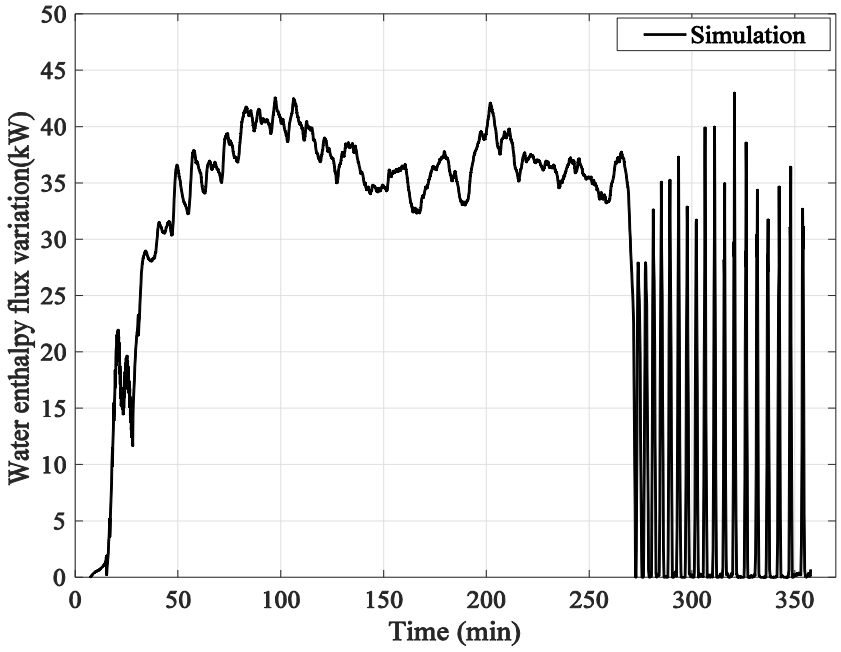


Figure 43 : Variation du flux d'enthalpie de l'eau au sein de l'échangeur de chaleur

Les pertes thermiques à l'échappement des gaz brûlés, dont l'évolution est représentée sur la Figure 44, sont également calculées par le modèle grâce à l'équation (13).

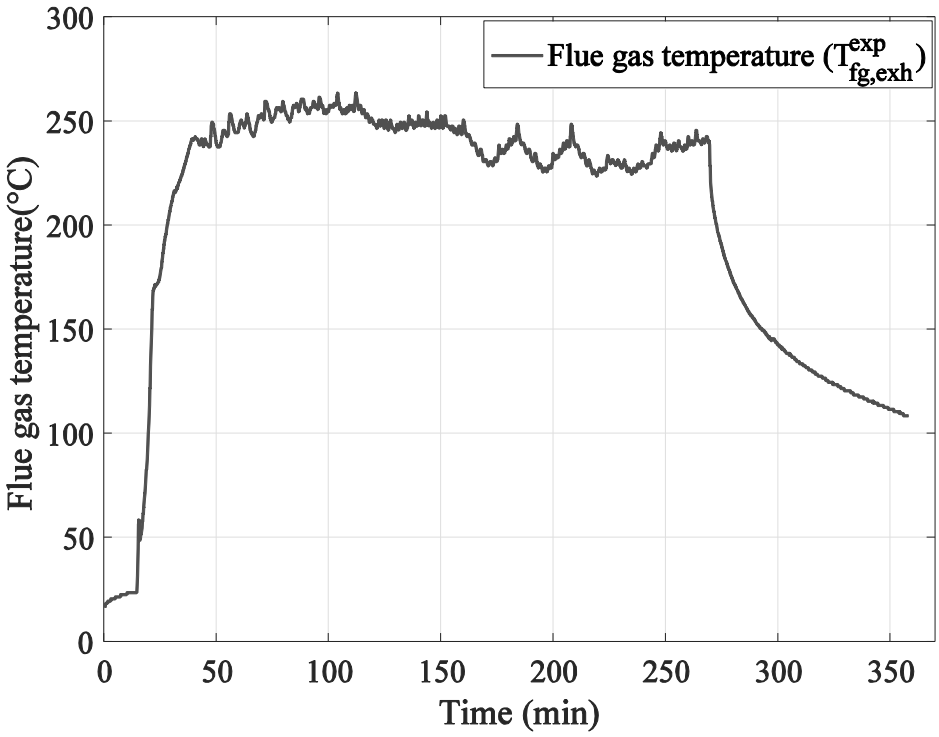


Figure 44 : Température des gaz brûlés dans la cheminée

Les pertes sont élevées durant la phase de régulation en raison de la température des gaz brûlés élevée durant cette phase (*cf.* Figure 45). Puis, elles baissent fortement durant la phase d'arrêt. Une valeur moyenne de 15,8 kW est enregistrée durant la phase de régulation.

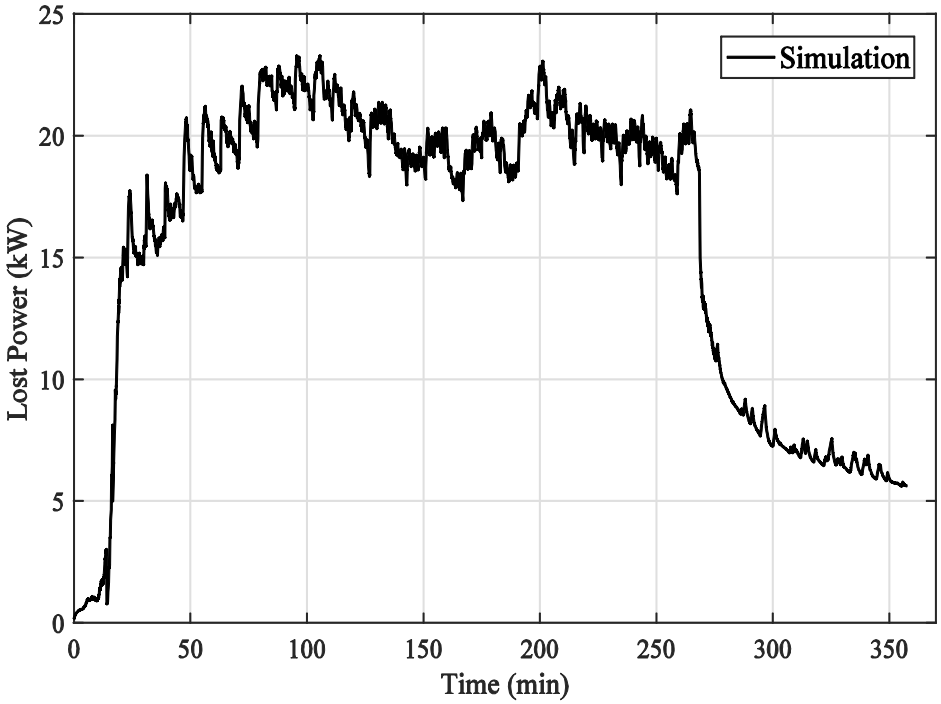


Figure 45 : Pertes thermiques à l'échappement

2.8.3.2 En régime dynamique

Après la validation du modèle dynamique 0D de la chaudière en régime stationnaire, une validation en régime transitoire est réalisée. L'essai expérimental en régime transitoire, présenté dans la section 2.4.2, a été simulé avec le modèle Bond Graph de la chaudière. Les profils de température des gaz brûlés (dans la chambre de combustion et à la sortie de tubes de fumées) et ceux de l'eau obtenus par le modèle ont été comparés à ceux obtenus par l'expérimentation (*cf.* Figure 46*,* Figure 47*,* Figure 48).

Contrairement au régime stationnaire, le modèle répond de manière très satisfaisante dans le cas du régime transitoire.

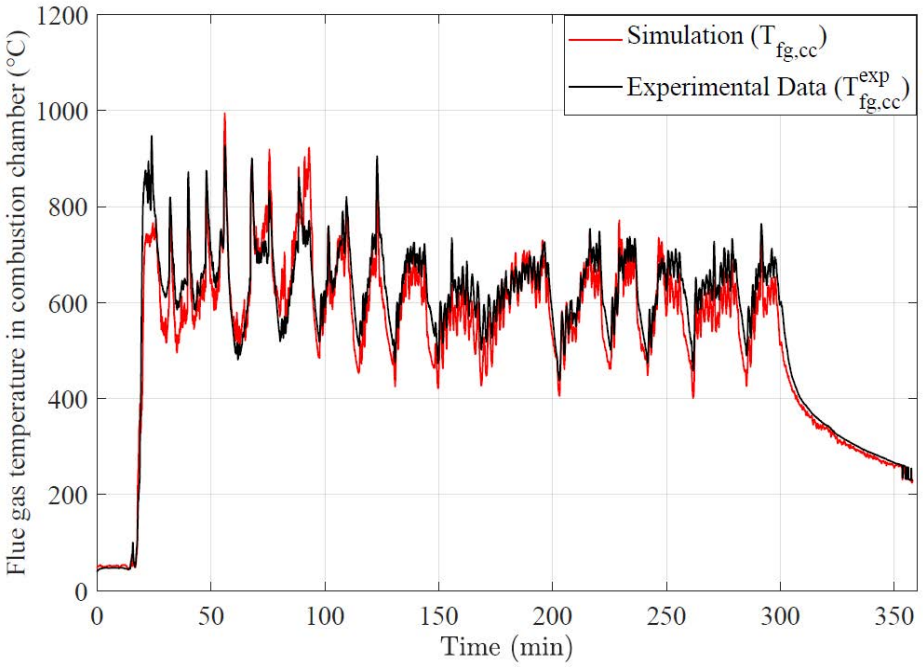


Figure 46 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés dans le pot de combustion en régime transitoire

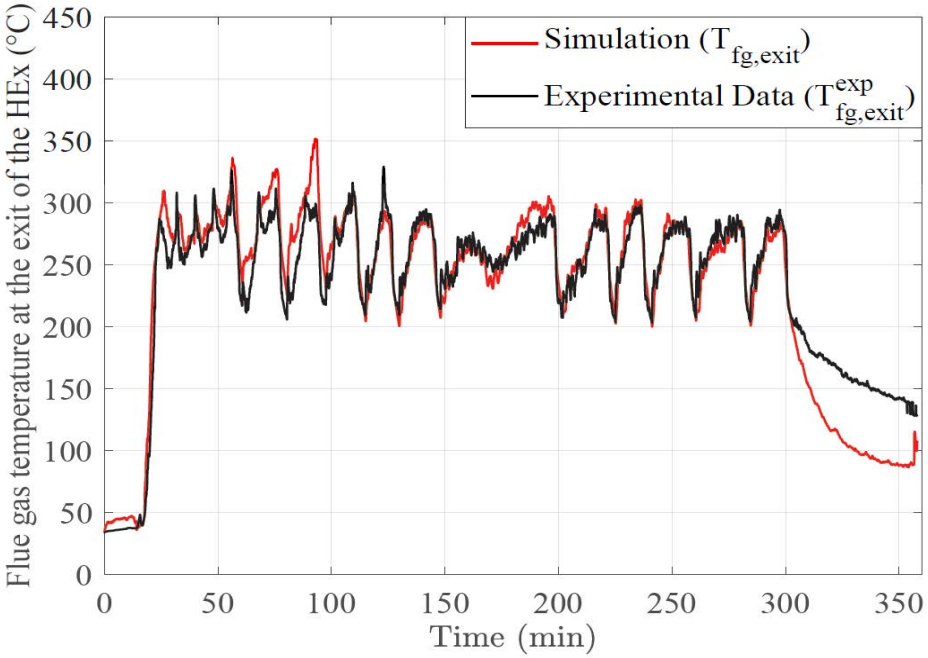


Figure 47 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée des gaz brûlés en sortie de tubes de fumées en régime transitoire

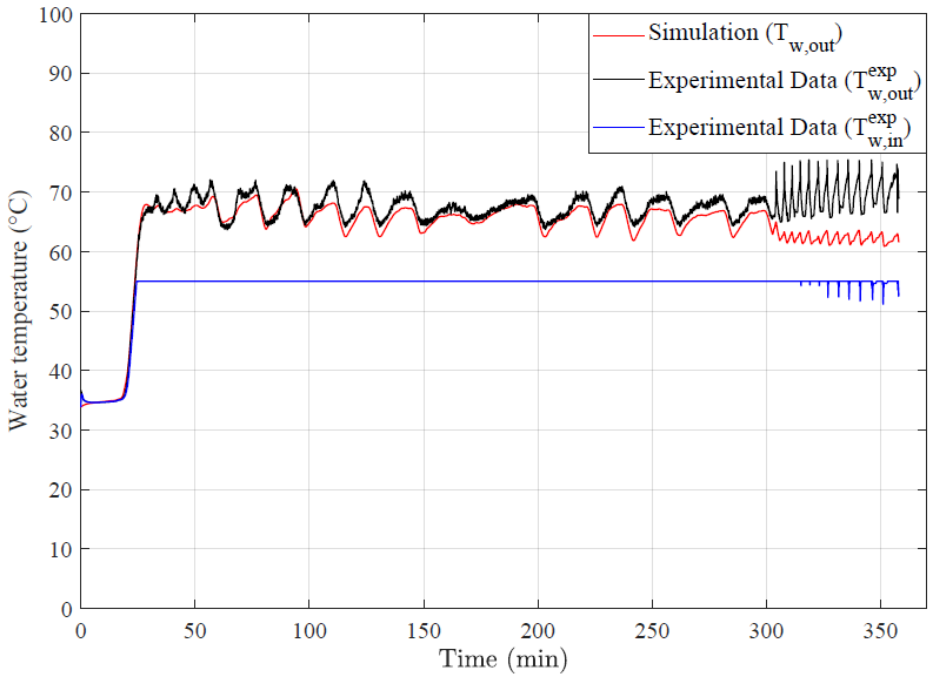
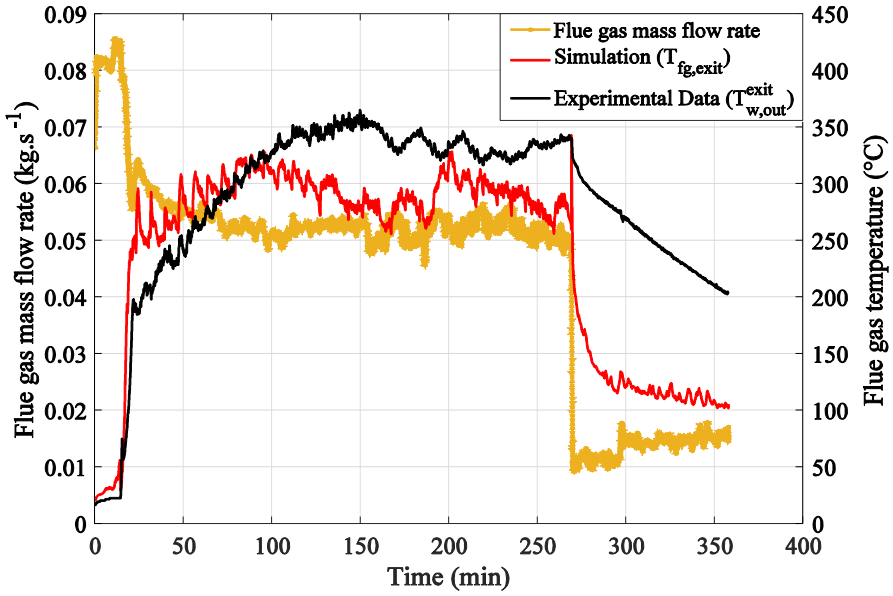


Figure 48 : Comparaison des profils de température mesurée et simulée de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur en régime transitoire

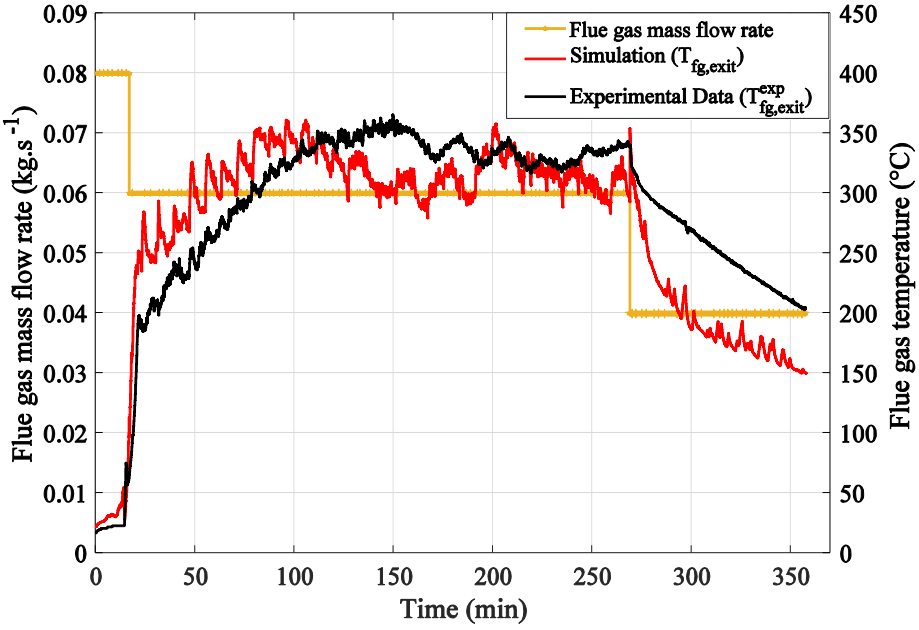
2.8.4 Analyse de sensibilité du modèle

Afin d'identifier les paramètres influant sur la réponse du modèle, une étude de sensibilité a été réalisée. Le comportement thermique des gaz brûlés au niveau de la sortie des tubes de fumées est impacté en faisant varier les valeurs du débit masse des gaz brûlés introduit comme condition d'entrée du modèle. La Figure 49 présente l'évolution de la température des gaz brûlés, mesurée et calculée par le modèle, corrélée à l'évolution du débit masse des gaz brûlés mesuré (a) et corrigé (b) pour les deux phases de fonctionnement de la chaudière (régulation et arrêt).

Pendant les phases de régulation et de refroidissement, un écart important entre l'évolution de la température des gaz brûlés calculée et mesurée est enregistré, comme le montre la Figure 49-a. Cet écart peut être expliqué par les erreurs de mesure sur le débitmètre des gaz brûlés qui peuvent être observées pour les faibles valeurs de débit masse des gaz brûlés. En ajustant la valeur du débit masse des gaz brûlés tout en restant dans la plage d'incertitude du débitmètre (incertitude de 37% pour de très faibles valeurs), une nette amélioration de la réponse du modèle est observée (*cf.* Figure 49-b).



(a) : avec débit masse des gaz brûlés mesuré



(b) : avec débit masse des gaz brûlés corrigé

Figure 49 : Effet du débit masse des gaz brûlés sur la réponse du modèle

2.9 Synthèse de l'étude expérimentale et de la modélisation dynamique 0D de la chaudière biomasse

Ce chapitre a permis de présenter la chaudière biomasse sur laquelle nous avons mené une étude expérimentale avec son instrumentation et le système d'acquisition. Les résultats de deux essais types, avec et sans cycles thermiques ont été discutés et l'effet de la température de consigne (température d'eau à la sortie de l'échangeur) sur le mode de fonctionnement de la chaudière a été souligné. Il a été constaté que l'apparition des cycles thermiques durant le fonctionnement de la chaudière est pilotée par la valeur de la température de consigne imposée à l'eau à la sortie de la chaudière. Quand sa valeur est élevée, l'alimentation en pellets se fait de manière continue ce qui empêche l'apparition des cycles thermiques. Ceci permet de stabiliser la température des gaz brûlés dans le pot de combustion. Les mesures expérimentales ont montré aussi qu'il y a une forte corrélation entre le comportement thermique des gaz brûlés dans la chaudière et les quantités des pellets qui arrivent par paquets dans le brûleur.

Les émissions polluantes dans les fumées ont été mesurées. Les concentrations moyennes de CO et de NOx, durant un essai complet, demeurent inférieures au seuil imposé par la norme EN 303-5 :2012 (F). L'injection d'air secondaire dans la partie haute de la chambre de combustion afin de réaliser une post-combustion a montré qu'il y a une baisse des concentrations des espèces chimiques mesurées dans les gaz brûlés au niveau de la cheminée. Cette baisse est principalement importante pour de hautes températures et hauts débits d'air injecté.

Le modèle dynamique 0D de la chaudière développé a été présenté et sa validation avec les résultats expérimentaux a montré qu'il décrit correctement le comportement thermique de la chaudière et cela malgré les hypothèses adoptées. Le modèle a comme conditions d'entrée : la température et le débit masse expérimentaux des gaz brûlés au niveau du brûleur, la température et le débit masse expérimentaux d'eau à l'entrée de l'échangeur eau – gaz brûlés. Etant donné que le modèle est capable d'estimer la température des parois des sous-systèmes de la chaudière et des gaz brûlés à différents endroits, les coefficients des échanges thermiques globaux ont été calculés dans des endroits ciblés. La prise en compte de l'effet de la température sur l'évolution des propriétés thermodynamiques des produits de combustion donne des résultats proches des mesures expérimentales. La modélisation des échanges thermiques globaux dans la chaudière a été effectuée grâce aux coefficients d'échange calculée par méthode inverse en exploitant des données expérimentales complétées par des données calculées par le modèle dynamique 0D. Le modèle est conçu de manière à faciliter son couplage avec une

machine thermique ou avec un modèle de réseau de chauffage et de bâtiment par exemple. Le modèle développé pourra être complété par la suite par une modélisation de la combustion de pellets avec l'émission des espèces gazeuses. La modélisation de la combustion de pellets [153 – 156] est alors nécessaire afin de rendre le modèle dynamique autonome et s'affranchir des données expérimentales des gaz brûlés.

Les résultats du modèle dynamique de la chaudière ont été présentés en conférence au COFRET'16 (Bucarest, 2016). L'article correspondant a été sélectionné pour une publication dans la revue Termotehnica [157].

Chapitre 3. ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION 0D/3D D'UN ECHANGEUR MODELE AIR PRESSURISE – GAZ BRULES

Comme mentionné dans l'introduction, le moteur Ericsson développé pour la production d'électricité est alimenté en air grâce à un échangeur de chaleur air – gaz brûlés inséré dans la chambre de combustion de la chaudière. Dans ce chapitre est présentée l'étude menée sur un échangeur de chaleur « modèle ». L'étude a été, d'une part, menée d'un point de vue numérique avec développement d'un modèle dynamique 0D sous formalisme Bond Graph. Une étude expérimentale paramétrique a également été menée afin de caractériser les échanges thermiques entre les gaz brûlés de la chaudière et l'air circulant à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. L'échangeur de chaleur « modèle » étudié ici présente une géométrie simplifiée pour caractériser pleinement les différents types d'échanges thermique.

L'objectif principal de la partie expérimentale est de recueillir une base de données suffisante pour développer et alimenter le modèle dynamique de l'échangeur. Une étude CFD est également réalisée pour compléter les données manquantes qui sont inaccessibles expérimentalement. Dans cette étude, le débit d'air est considéré stationnaire même si dans le cas d'un fonctionnement réel du moteur Ericsson l'écoulement est pulsé.

L'étude expérimentale, l'étude numérique (CFD) et la modélisation dynamique de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés sont discutés dans ce chapitre.

3.1 Rôle de l'échangeur air – gaz brûlés

Le rôle principal de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés est d'extraire de l'énergie calorifique des gaz brûlés, se trouvant à hautes températures, et la transmettre à l'air chaud provenant du cylindre de compression avant son introduction dans le cylindre de détente afin de maximiser sa température. L'échangeur de chaleur doit être capable de résister à des températures élevées et à un environnement sévère (risque d'encrassement dans le pot de combustion de la chaudière (*cf.* Figure 50).

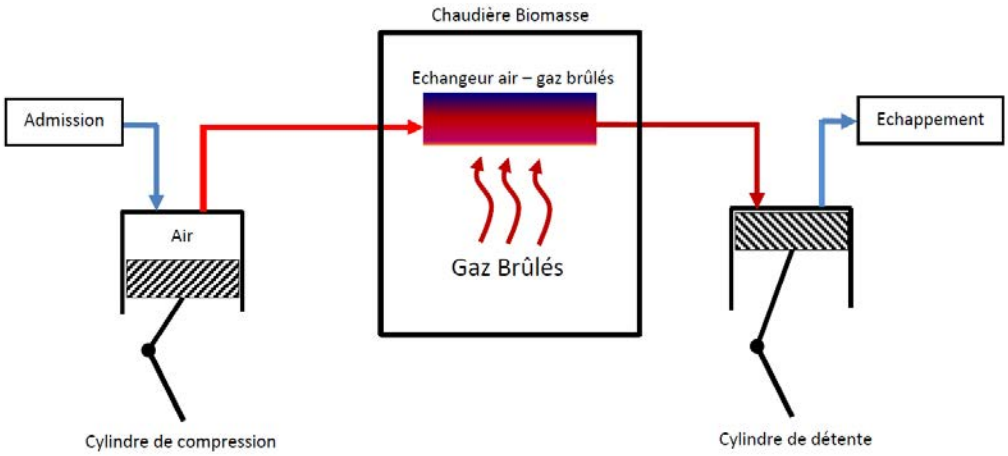


Figure 50 : Principe de fonctionnement de l'échangeur de chaleur air - gaz brûlés

3.2 Configuration de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés « modèle » sélectionné

Selon la configuration de l'écoulement, un échangeur continu dans lequel deux fluides circulent de part et d'autre de la surface d'échange semble répondre aux exigences de l'étude. L'échangeur de chaleur "modèle" devra présenter, dans un premier temps, une géométrie simple avec de faibles pertes de charges.

Grâce à l'étude bibliographique présentée dans la section 1.3.2 et compte tenu de la géométrie cylindrique de la chambre de combustion de la chaudière, la géométrie de l'échangeur sélectionné pour cette étude est un échangeur tubulaire composé d'un seul tube qui a une forme en U en Inox standard (304L). Cette première version de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés, fabriqué au LAMIH, subira, par la suite, des évolutions dans le but d'améliorer les échanges thermiques entre les deux fluides en multipliant le nombre de tubes afin d'augmenter la surface d'échange et intensifier les échanges de chaleur.

3.3 Caractérisation expérimentale de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés

3.3.1 Instrumentation et mise en place de l'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur a été inséré dans le pot de combustion de la chaudière biomasse introduite dans le Chapitre 2. L'entrée de l'échangeur est connectée à la ligne d'air pressurisé, présentée dans la section 2.7.1 (*cf.* Figure 26), qui a été adaptée afin de produire de l'air chauffé

et pressurisé. Le compresseur industriel joue le rôle de la machine de compression du moteur Ericsson afin de satisfaire la condition de pression et un réchauffeur permet d'atteindre les conditions de température (*cf.* Figure 27). La sortie de l'échangeur de chaleur est en échappement libre, elle se termine par une vanne permettant d'ajuster le niveau de pression de l'air dans la ligne, mais également le débit d'air injecté. Deux capteurs de pression piézorésistif $\left(P_{air,in}^{exp}, P_{air,out}^{exp}\right)$, étalonnés sur une gamme de 0 à 10 bar relatif avec une précision de 0,04% de la pleine échelle, situés en amont et en aval de l'échangeur ont permis d'évaluer les pertes de charges. Aux mêmes endroits, deux thermocouples de type K de diamètre 1,5 mm (incertitude 0,75%) ont été installés pour mesurer les températures d'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur $\left(T_{air,in}^{exp}, T_{air,out}^{exp}\right)$ (*cf.* Figure 51). Le débit de l'air est mesuré par un débitmètre massique à effet thermique, situé en amont du réchauffeur. Le débitmètre a une gamme de mesure allant de 0,2 à 10 m^3/h (incertitude de ± 0,6% de la mesure).

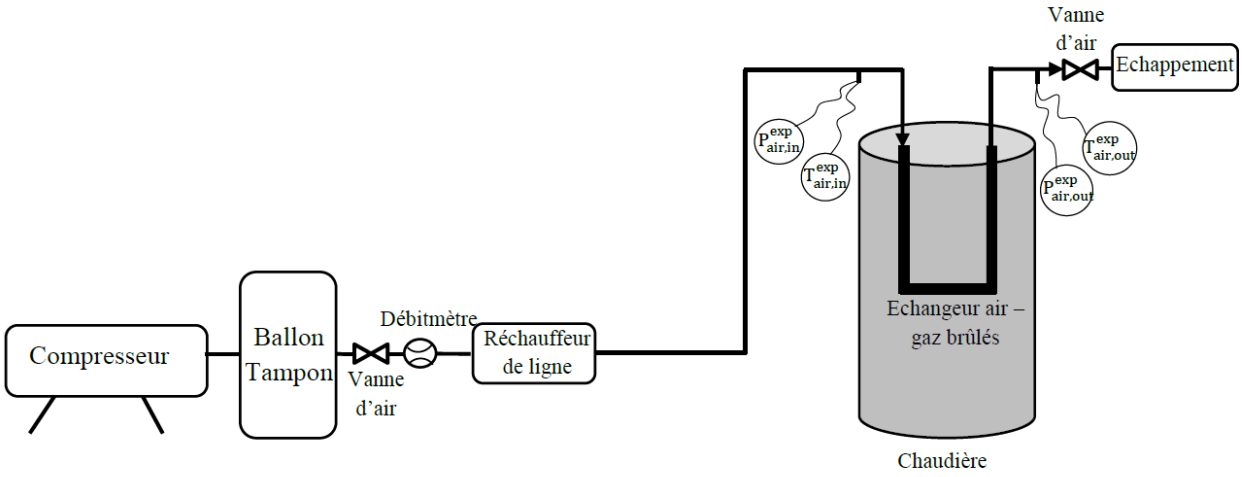


Figure 51 : Schéma de la ligne d'air comprimé chauffé avec intégration de l'échangeur air - gaz brûlés

Dans l'échangeur, l'air chauffé et pressurisé circulant à l'intérieur parcourt une distance de 1350 mm. Le tube de l'échangeur a un diamètre intérieur égal à 29,7 mm et un diamètre extérieur de 33,7 mm (*cf.* Figure 52), ce qui donne une surface d'échange côté air S_{air} de 0,126 m². Les dimensions de cet échangeur découlent des calculs réalisés lors d'une précédente thèse [158] menée sur l'unité de micro-cogénération. Cet échangeur de chaleur air - gaz brûlés en U représente un élément d'un échangeur multitubulaire complet.

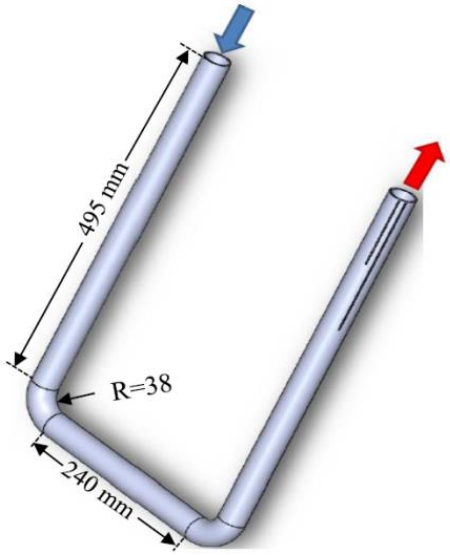


Figure 52 : Dimensions de l'échangeur de chaleur air - gaz brûlés

Avant la mise en place de l'échangeur dans la chambre de combustion, plusieurs capteurs de température ont été installés (*cf.* Figure 54). La température de l'air à l'intérieur de l'échangeur de chaleur et à plusieurs endroits entre l'entrée et la sortie est enregistrée à l'aide de 10 thermocouples de type K classe 1 (incertitude 0,4% de la mesure) (*cf.* Tableau 15). La température de la paroi de l'échangeur de chaleur est enregistrée également à l'aide de 16 thermocouples de type K classe 2 (incertitude 0,75% de la mesure) (*cf.* Tableau 15). Quatre thermocouples sur la paroi mesurent la température (IP6, IP7 OP6 et OP7) côté flamme, les autres thermocouples sont placés du côté opposé pour minimiser les effets radiatifs (*cf.* Figure 53). La disposition des thermocouples permet un découpage du volume d'air en plusieurs zones offrant une possibilité d'étude plus localisée et remonter aux caractéristiques des échanges de chaleur par zone (coefficients d'échanges convectifs). Ces données serviront à alimenter et valider le modèle dynamique de l'échangeur de chaleur air-gaz brûlés.

Type	Quantité	Précision	Emplacement
		Classe 2	
Thermocouples type K Ø = 0,5 mm (Bleus)	14	-40 °C < T< 333 °C : ±2,5°C 333 °C < T < 1200 °C : ±0,75%	Température parois tubes

Thermocouples type K Ø = 0,5 mm (Rouges)	10	Classe 1 –40<T< 375 : ±1,5°C 375<T< 1000 : ±0,4%	Température de l'air

Tableau 15 : Thermocouples utilisés pour l'instrumentation de l'échangeur de chaleur

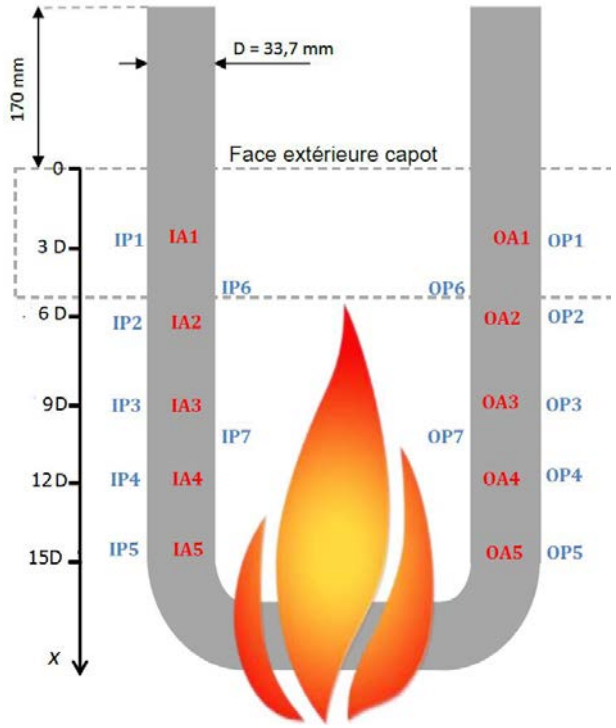


Figure 53 : Emplacement des thermocouples

(IP : Inlet Pipe, IA : Inlet Air, OP : Outlet Pipe, OA : Outlet Air)

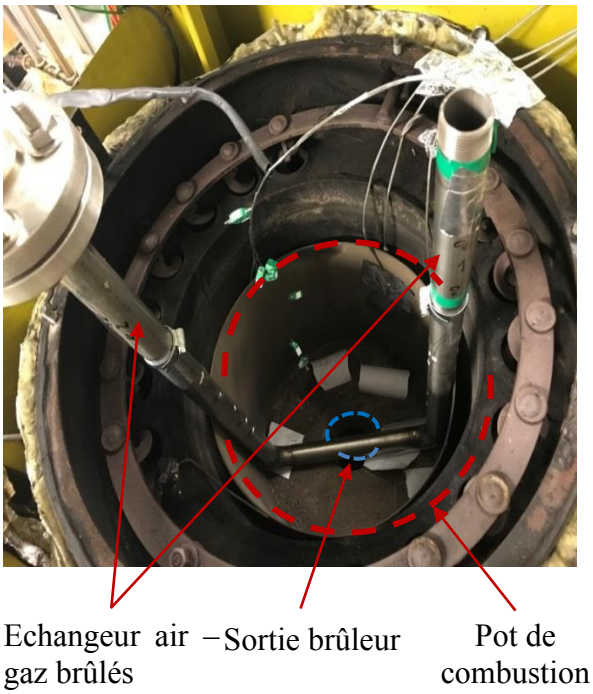


Figure 54 : Mise en place de l'échangeur de chaleur

En se basant sur la direction des deux fluides (air et gaz brûlés ascendants) de part et d'autre de la paroi du tube de l'échangeur, trois zones peuvent être distinguées (*cf.* Figure 55):

- ✓ Zone counter-flow : au niveau du tube vertical gauche juste après l'entrée de l'échangeur, où l'écoulement de l'air à l'intérieur du tube est dans la direction opposée à celle des gaz brûlés.
- ✓ Zone cross-flow : au niveau du tube horizontal, où les deux écoulements se croisent.

✓ Zone co-flow : au niveau du tube vertical droite juste avant la sortie de l'échangeur, où l'écoulement de l'air dans le tube de l'échangeur est parallèle à celui des gaz brûlés (dans la même direction).

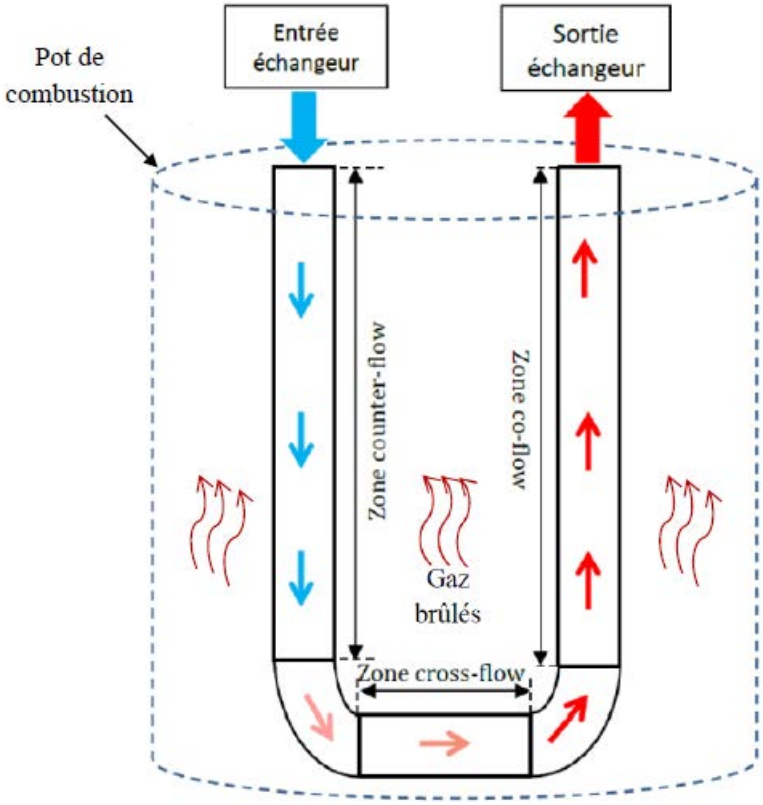


Figure 55 : Configuration de l'échangeur de chaleur

3.3.2 Conditions d'essai

L'échangeur de chaleur inséré dans la chambre de combustion est soumis, non seulement, aux conditions sur l'air mais aussi à celles imposées à la chaudière. Par conséquent, le fonctionnement de la chaudière impacte de façon directe le comportement thermique de l'air dans l'échangeur de chaleur. Durant les essais réalisés pour caractériser l'échangeur de chaleur, les conditions opératoires de la chaudière ont été fixées. Ces conditions permettent d'examiner l'effet de la présence des cycles thermiques sur la dynamique des échanges de chaleur air – gaz brûlés. Le mode de fonctionnement de la vis d'alimentation des pellets a été de 2 s de marche – 10 s d'arrêt. Les conditions de température, de pression et de débits pour l'air sont résumées dans le Tableau 16. Etant donné que les pertes de charges sont de l'ordre de 500 Pa, l'air est donc considéré à pression constante dans tout l'échangeur. La fréquence d'acquisition est de 1Hz. La durée de l'essai est déterminée selon la stabilisation de la dynamique des paramètres

d'air (pression, température) à l'entrée de l'échangeur de chaleur et l'évolution de la température des gaz brûlés dans le pot de combustion (avoir au moins trois cycles thermiques d'amplitudes identiques). Dans cette étude, le débit d'air est considéré continu et constant ce qui n'est pas le cas lors d'un fonctionnement réel du moteur Ericsson.

N° essai	$P_{air,in}^{exp}$ (bar)	$T_{air,in}^{exp}$(°C)	Débit volume air (Nm^3/h)	T_c (°C)
1	2,64	24	2,88	85
2	6,3	28	6,5	85
3	6,2	28	6,7	78
4	6,7	28	7,27	75
5	6	132	6,65	75
6	6	300	6,3	75
7	6	349	6,24	75

Tableau 16 : Conditions expérimentales des essais réalisés sur l'échangeur air – gaz brûlés

3.4 Résultats et discussion

Les essais menés sur l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés avaient pour objectif d'explorer et de caractériser les échanges de chaleur entre l'air et les gaz brûlés présents dans le pot de combustion. Les conditions de l'air parcourant l'échangeur (pression, température et débit) ont été changées progressivement pour atteindre les conditions opératoires réelles du fonctionnement de l'unité de mirco-cogénération. Ces conditions devaient être similaires à celles obtenues en sortie de cylindre de compression du moteur Ericsson lors d'un fonctionnement réel de l'unité de micro- cogénération. Les conditions limites d'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés, données dans le Tableau 16, et les résultats obtenus sont présentés et discutés ci-après.

L'effet de quatre paramètres a été examiné, à savoir la température de consigne imposée à l'eau en sortie chaudière, la pression, la température et le débit de l'air à l'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés.

Le Tableau 17 récapitule les résultats expérimentaux obtenus.

N° de l'essai	$T_{air,out}^{exp}$ (°C)	$T_{fg,cc}^{exp}$ (°C)	Température (°C)			
			Entrée (9D)		Sortie (31D)	
			paroi	air	paroi	air
1	536,5	643	485,5	267,5	602	538,7
2	541	728	517,5	231	680	544
3	484,5	670	467,6	189	612,5	481
4	451	629	420	168	571	442
5	463	634,5	448,7	204	573	460
6	471,8	630	448,8	262,5	568	471
7	478	631	454	276,5	569,7	478

Tableau 17 : Récapitulatif des résultats expérimentaux réalisés sur l'échangeur de chaleur air–gaz brûlés

Nous présentons ici les profils de températures de l'air et de la paroi de l'échangeur obtenus lors de l'essai expérimental N° 1 dont les conditions opératoires sont fournies dans le Tableau 18.

Conditions opératoires	Valeurs
Débit de l'air ($\dot{m}_{air}$)	1,03 g/s
Température de l'air à l'entrée ($T_{air,in}^{exp}$)	24°C
Pression de l'air à l'entrée ($P_{air,in}^{exp}$)	2,64 bar
Température consigne (T_c)	85 °C

Tableau 18 : Conditions opératoires de l'essai expérimental N°1

Les profils des températures de l'air et de la paroi de l'échangeur présentent une évolution identique que celui de la température des gaz brûlés mesurée dans la chambre de combustion de la chaudière. La température de l'air dans la zone counter-flow reste très proche de la température à l'entrée et un écart d'environ 300 °C est enregistré au niveau de la température de l'air entre la position x=9D et x=31D. La température de la paroi de l'échangeur est très

proche de la température des gaz brûlés dans la zone co-flow. Ceci s'explique par le fait que l'air a parcouru 4/5 de l'échangeur ce qui a fait augmenter sa température.

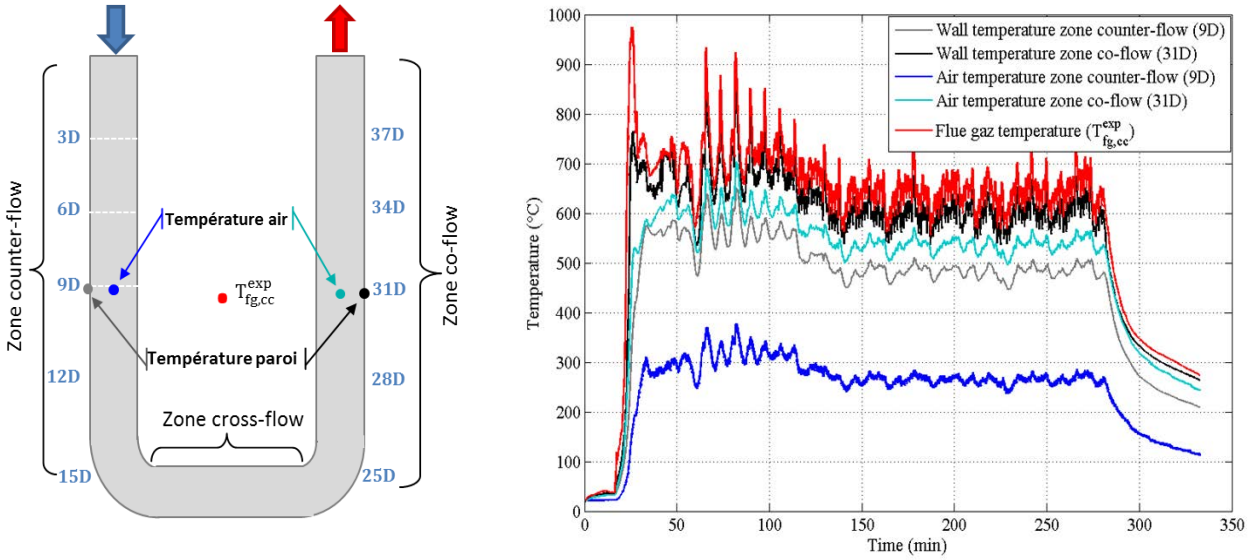


Figure 56 : Profils des températures d'air et de la paroi de l'échangeur à x=9D et x=31D

En se focalisant sur la phase de démarrage où la dynamique de chauffe est très importante, un zoom sur cette phase est présenté sur la Figure 57.

Le suivi de température de l'air le long de l'échangeur à quatre instants (18, 22, 25, 30 min) est tracé sur la Figure 58. La température de l'air augmente rapidement dans la zone counter-flow mais cette augmentation est moins prononcée dans la zone co-flow et stagne à partir de x = 34D. Il est pertinent de remarquer que pour la phase de régulation de la chaudière (30 min), l'air entrant à la température ambiante sort de l'échangeur à environ 520°C. Cette température est proche de la gamme de températures de fonctionnement du moteur Ericsson.

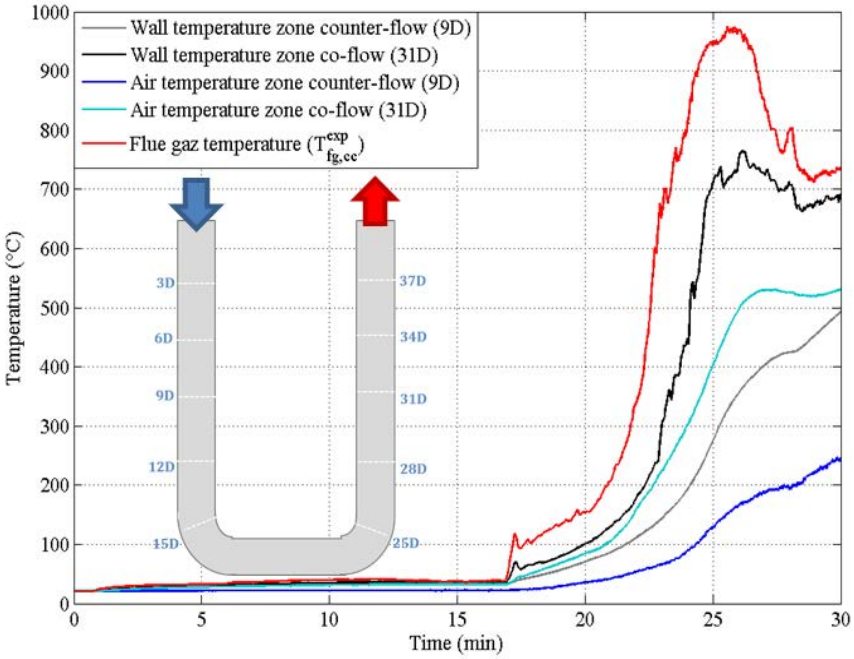


Figure 57 : Phase de démarrage

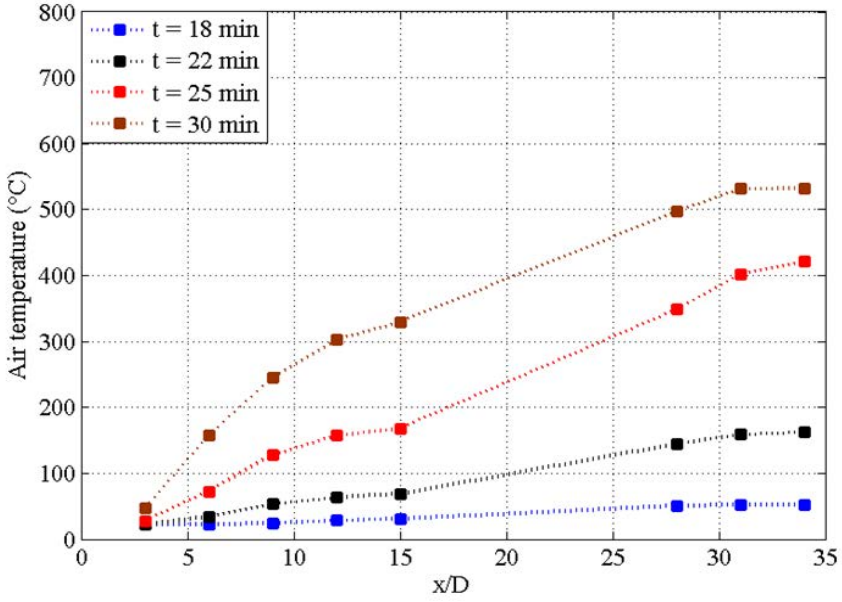


Figure 58 : Evolution de la température de l'air le long de l'échangeur

A l'aide des thermocouples installés sur la peau de l'échangeur, la température de la paroi le long de l'échangeur à quatre instants a été mesurée et tracée sur la Figure 59. La température de la paroi augmente d'une manière drastique entre le démarrage de la combustion et le début de la phase de régulation. Une augmentation de la température au milieu de la zone counter-flow (5D < x < 10D) et de la zone co-flow (28D < x < 31D) est due à la présence d'une poche

de gaz chaude en contact avec le tube de l'échangeur. Ce constat est confirmé par la cartographie de température obtenue par l'étude réalisée lors de la thèse précédente [158].

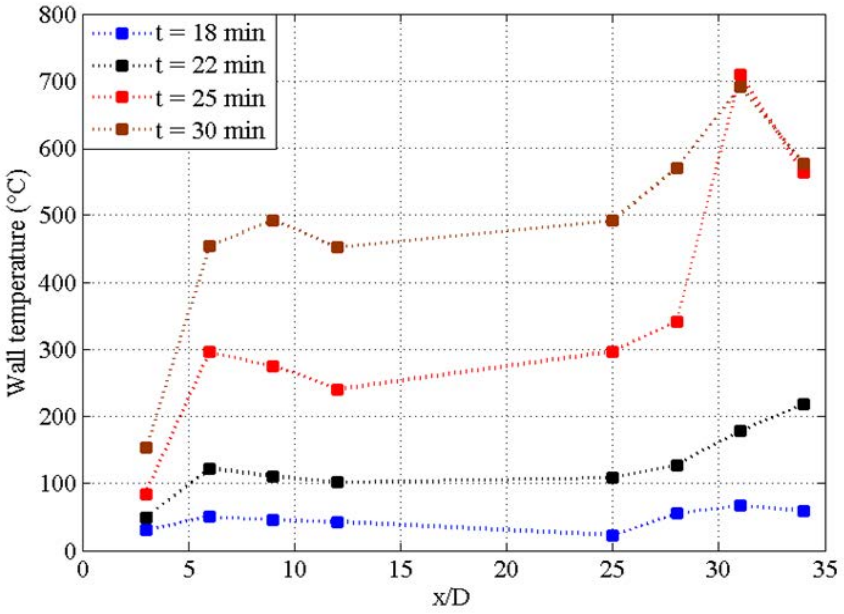


Figure 59 : Evolution de la température de la paroi le long de l'échangeur

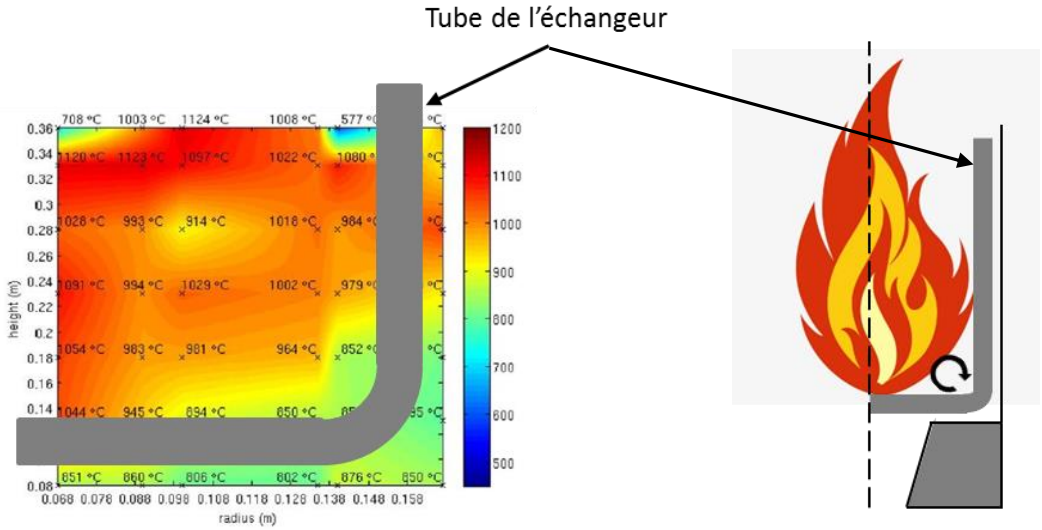


Figure 60 : Cartographie de la température des gaz brûlés à l'intérieur du pot de combustion à t =7 min [158]

3.4.1 Effet de la température de consigne

La valeur de la température de consigne impacte le mode de fonctionnement de la chaudière et par conséquent l'évolution de la température des gaz brûlés dans le pot de combustion. Pour des conditions identiques sur l'air (pression, température et débit) à l'entrée

de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés, trois valeurs de la température de consigne ont été examinées : 75, 78 et 85 °C (essais 2-3-4, *cf.* Tableau 16). La puissance de l'échangeur a été calculée à l'aide de l'équation (46) :

$$\Delta \dot{H}_{air} = \dot{m}_{air}^{exp} .c_p \left(\overline{T_{air}^{exp}}\right)\left(\overline{T_{air,out}^{exp}} - \overline{T_{air,in}^{exp}}\right) \qquad (44)$$

$\overline{T_{air}^{exp}}$ la température moyenne de l'air à l'intérieur de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés calculée avec l'équation

$$\overline{T_{air}^{exp}} = \frac{\overline{T_{air,in}^{exp}} + \overline{T_{air,out}^{exp}}}{2} \qquad (45)$$

En augmentant la température de consigne Tc de 78°C à 85°C, la puissance de l'échangeur augmente d'environ 9% (*cf.* Figure 61). Par contre, une température de consigne inférieure à 78°C ne semble pas avoir d'effet sur la puissance délivrée par l'échangeur de chaleur.

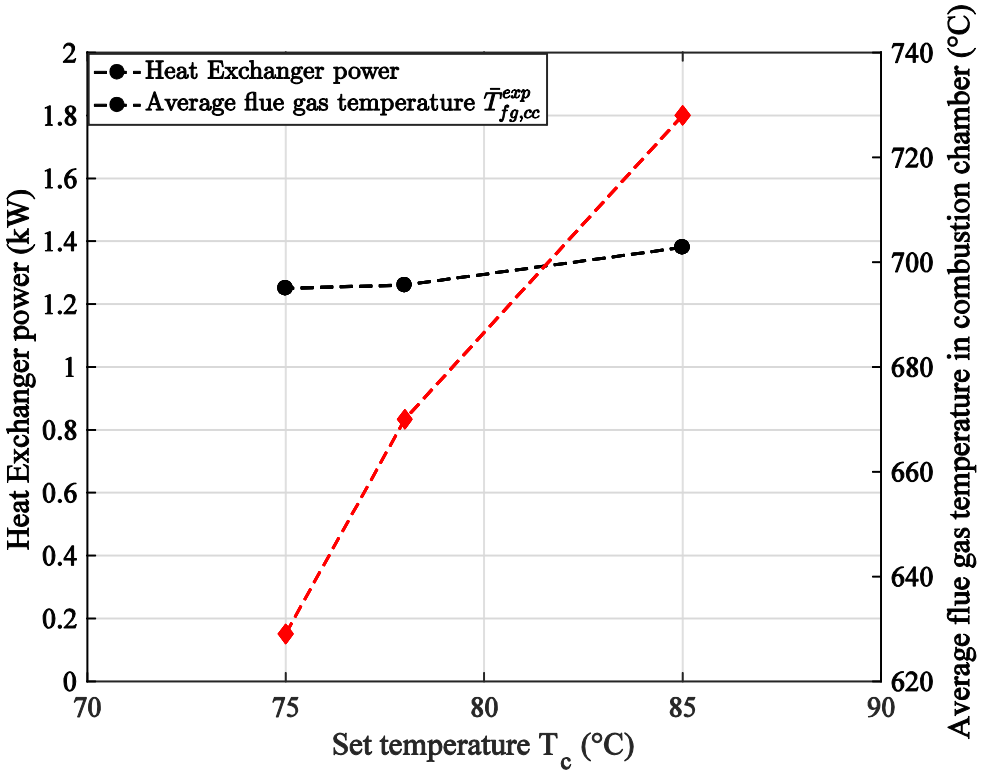


Figure 61 : Effet de la température de consigne sur la puissance de l'échangeur de chaleur et la température des gaz brûlés dans le pot de combustion

3.4.2 Effet du débit de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la puissance délivrée

En gardant les températures de consigne et de l'air à l'entrée de l'échangeur air–gaz brûlés constantes, le débit d'air à l'entrée de l'échangeur a été augmenté de 2,88 à 6,5 Nm^3/h pour

réaliser les essais 1 et 2 (*cf.* Tableau 16). La puissance de chauffe transmise des gaz brûlés vers l'air augmente avec l'augmentation du débit de l'air à l'entrée de l'échangeur, ce qui améliore les échanges de chaleur entre les deux fluides à travers la paroi du tube de l'échangeur. Cela se traduit par une nette progression du coefficient d'échanges globaux sur à la surface interne du tube, avec l'augmentation du débit d'air (*cf.* Tableau 19). Ce coefficient est obtenu en réalisant un bilan de flux sur la longueur de l'échangeur (*cf.* équation (46)).

$$\Delta \dot{H}_{air} = h_g . S_{air} \left(\overline{T_{fg,cc}^{exp}} - \overline{T_{air}^{exp}} \right) \qquad (46)$$

avec $\Delta \dot{H}_{air}$ la variation du flux d'enthalpie de l'air dans l'échangeur, $c_{p,air}$ la chaleur spécifique à pression constate de l'air, $\overline{T_{air,in}^{exp}}$ et $\overline{T_{air,out}^{exp}}$ les températures moyennes de l'air en entrée et en sortie de l'échangeur, h_g le coefficient des échanges globaux, S_{air} la surface d'échange côté air, $\overline{T_{fg,cc}^{exp}}$ la température moyenne des gaz brûlés dans le pot de combustion.

N° de l'essai	$T_{air,out}^{exp}$ (°C)	Débit volume air (Nm^3/h)	$T_{fg,cc}^{exp}$ (°C)	Coef. d'échanges globaux ($W/m^2.K$)	Puissance (kW)
1	536,5	2,88	643	13	0,61
2	541	6,5	728	24,5	1,38

Tableau 19 : Evolution de la puissance échangée et du coefficient d'échange global en fonction du débit volume d'air

3.4.3 Effet de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la puissance délivrée

Dans les conditions réelles du fonctionnement de l'échangeur air – gaz brûlés, l'air entrant dans l'échangeur a été préalablement chauffé lors de la phase de compression dans le moteur Ericsson. En gardant la pression de l'air constante, la température à l'entrée de l'échangeur a été modifiée de 28 °C à 349 °C (essais 3-5-6-7) (*cf.* Tableau 16). La température de l'air à l'entrée de l'échangeur ne semble pas être un paramètre favorable à l'optimisation de la puissance échangée entre l'air et les gaz brûlés. Comme le montre la Figure 62, la puissance échangée thermique transmise des gaz brûlés vers l'air diminue avec l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur air – gaz brûlés. L'augmentation de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur fait varier les propriétés thermodynamiques de l'air,

notamment la masse volumique qui diminue, ce qui accentue la résistance convective au niveau de la paroi. Il en résulte une baisse des échanges de chaleur air-paroi.

Par conséquent, la température de l'air en sortie de l'échangeur reste fixe malgré son augmentation en entrée. Ceci est confirmé par les valeurs des coefficients des échanges convectifs ramenés à la surface d'échange côté air (*cf.* Figure 62).

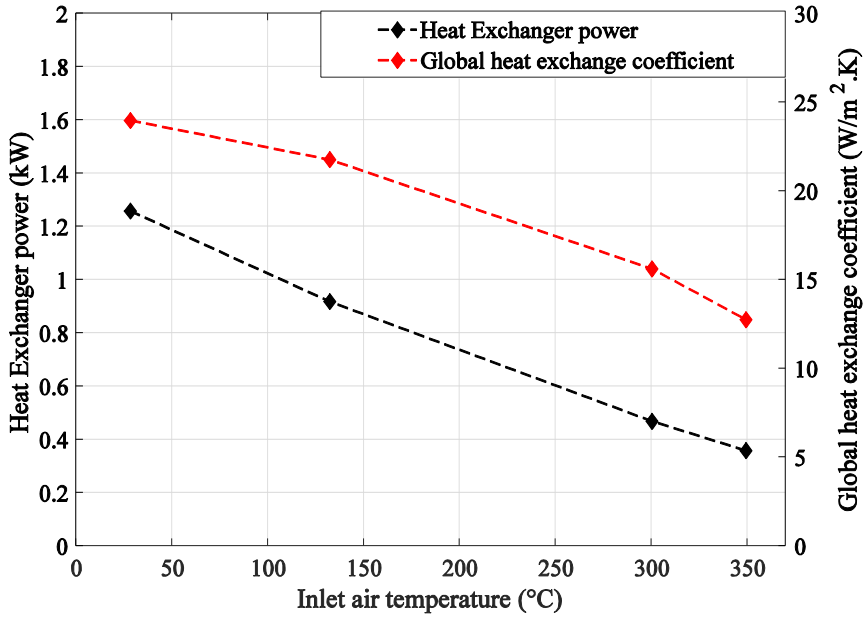


Figure 62 : Evolution de la puissance échangée entre l'air et les gaz brûlés et le coefficient des échanges globaux en fonction de la température d'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur

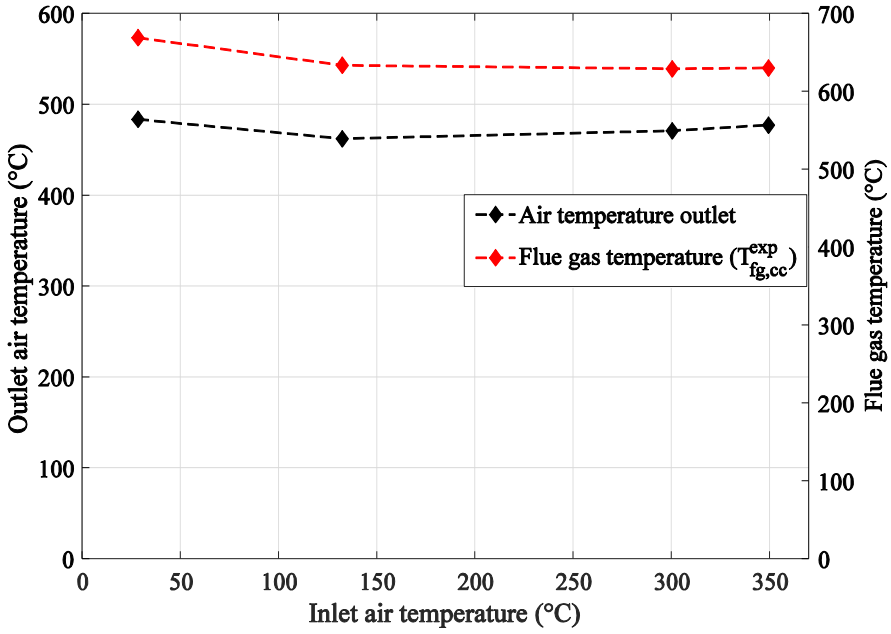


Figure 63 : Evolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur et des gaz brulés en fonction de la température de l'air o l'entrée de l'échangeur de chaleur

La température de la paroi à demi-longueur (x = 9D) dans les zones counter-flow et co-flow de l'échangeur de chaleur a été mesurée par les thermocouples IP3 et OP3 (*cf.* Figure 64). Elle est fortement dépendante de la température des gaz brûlés présents dans le pot de combustion (*cf.* Figure 64). Il ressort des valeurs moyennes de températures tracées sur la Figure 64 que le gradient de température air / paroi dans la zone counter-flow de l'échangeur est très important comparé à celui de la zone co-flow. Par ailleurs, la température de l'air dans la zone counter-flow est très faible par rapport à la zone co-flow alors que tout l'échangeur baigne dans un seul environnement.

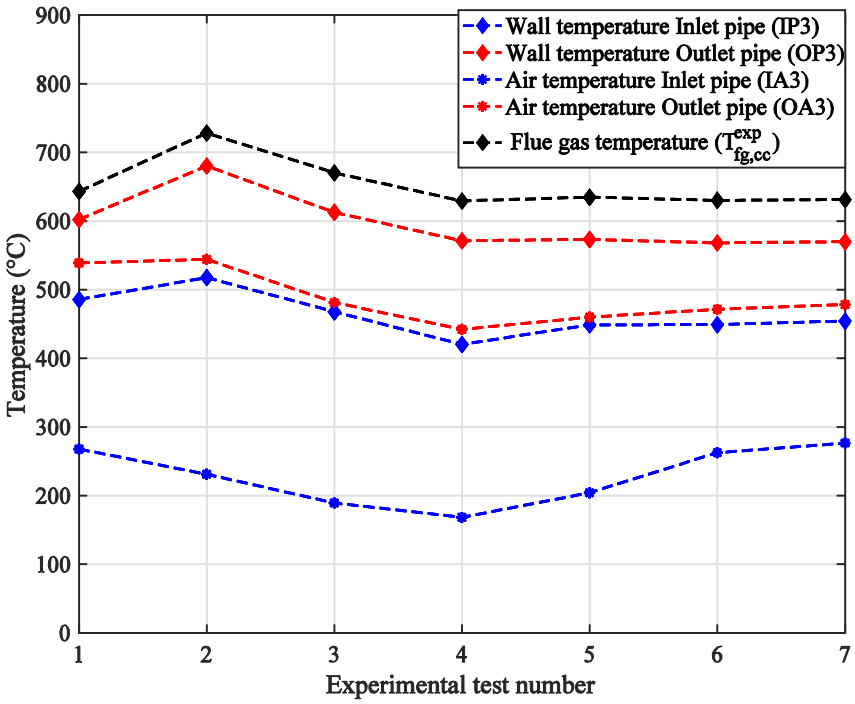


Figure 64 : Température de l'air et de la paroi des tubes de l'échangeur à x = 9D et température des gaz brûlés pour les 7 essais expérimentaux

Pour les systèmes de récupération de chaleur, l'efficacité thermique peut être définie comme étant le rapport de la différence de températures de l'air entre l'entrée et la sortie de l'échangeur ramené à l'écart de température entre la température des gaz brûlés et celle de l'air à l'entrée de l'échangeur [1]. Cette efficacité thermique considère les deux cas de figures suivants :

- ✓ L'absence totale d'échange de chaleur $\left(T_{air,out}^{exp} = T_{air,in}^{exp}\right)$, ce qui impliquerait ε = 0.
- ✓ Un échange de chaleur idéal avec une surface infinie $\left(T_{air,out}^{exp} = T_{fg,cc}^{exp}\right)$, ce qui impliquerait ε = 1.

Elle est donnée par l'équation (47).0

$$\varepsilon = \frac{T_{air,out}^{exp} - T_{air,in}^{exp}}{T_{fg,cc}^{exp} - T_{air,in}^{exp}} \tag{47}$$

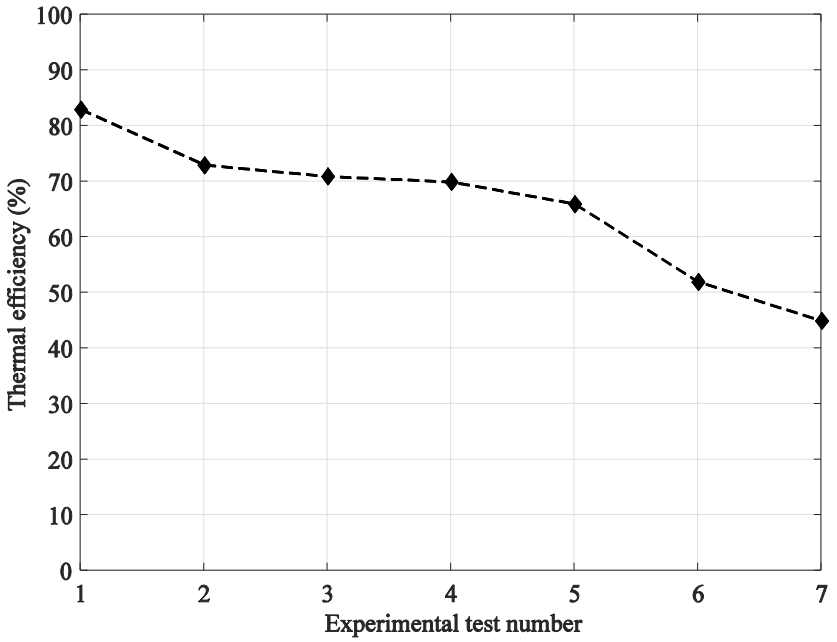


Figure 65 : Efficacité de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés pour les 7 essais expérimentaux

Comme évoqué ci-dessus, étant donné que la température de l'air à la sortie de l'échangeur reste comprise entre 450 et 500 °C et que celle des gaz brûlés demeure proche de 630 °C, l'efficacité de l'échange diminue lorsque la température d'entrée augmente.

3.5 Etude numérique CFD de l'échangeur sélectionné

Bien que l'étude expérimentale fournisse des mesures réelles des paramètres physiques qui nous renseignent sur les processus thermiques dans l'échangeur de chaleur, ces mesures restent locales et ponctuelles. Les résultats obtenus permettent d'estimer la puissance échangée entre l'air de l'échangeur et les gaz brûlés de la chaudière et d'examiner l'impact de certaines conditions comme la température et la pression de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la qualité des échanges de chaleur. Néanmoins, cette étude doit être complétée par une étude CFD afin d'avoir une visibilité sur les phénomènes aérothermiques et aérodynamiques que subit l'air lors de son passage à l'intérieur de l'échangeur (zones de circulation, zones de stagnation, décollement de la couche limite dynamique, zones à faibles échanges de chaleur, etc). Un autre avantage d'une étude CFD est la possibilité de réaliser des modifications sur la géométrie de l'échangeur afin d'intensifier les échanges de chaleur. Cette étude permettra aussi de retrouver la valeur du coefficient d'échanges convectifs dans l'échangeur de chaleur.

Cette étude CFD fut une étape intermédiaire réalisée dans le but d'enrichir nos données et compléter celles obtenues par l'étude expérimentale. Ces données ont servi à alimenter et valider le modèle dynamique 0D de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés. Les calculs 3D ont été réalisés avec le logiciel de calcul CFD StarCCM+ permettant de simuler des écoulements dans des conditions réelles.

3.5.1 Conditions aux limites et domaine du calcul

Nous reprenons, dans cette partie, la géométrie de l'échangeur de chaleur sélectionné afin de simuler numériquement l'écoulement de l'air à l'intérieur du tube. La géométrie étudiée est donc un tube en U d'un diamètre interne de 29,7 mm. À l'intérieur du tube circule de l'air chauffé et sous pression, provenant du cylindre de compression du moteur à air chaud. Etant donné que l'échangeur est placé dans le pot de combustion de la chaudière biomasse, il est donc plongé dans un environnement à haute température (environ 800°C). Selon le régime de fonctionnement du moteur à air chaud, l'air à l'entrée de l'échangeur se trouve dans une plage de pression comprise entre 4 et 6 bar et une plage de température allant de 450 à 600 °C avec un débit masse qui varie entre 3,3 et 12,2 g/s [158].

Compte tenu de la géométrie de l'échangeur et les caractéristiques de l'écoulement d'air dans l'échangeur, des instabilités de l'écoulement peuvent être observées dans l'échangeur, notamment dans les zones cross-flow et co-flow. L'étude expérimentale et la modélisation dynamique 0D de l'échangeur sont incapables de les recenser d'où l'intérêt de réaliser une étude CFD afin de mieux visualiser et étudier ces phénomènes dans ces zones.

Nous présentons ici les résultats obtenus pour un cas de calcul correspondant à un régime de rotation du moteur de 1000 tr/min. Pour ce régime, le débit masse de l'air, considéré constant, à la sortie du cylindre de compression du moteur, en l'occurrence à l'entrée de l'échangeur, est de l'ordre de 5,3 g/s et l'air est chauffé à 450°C avec une pression de l'ordre de 4 bar [61]. Compte tenu de la faible épaisseur de la paroi du tube de l'échangeur (e_p = 2 mm) et de la prédominance des échanges radiatifs sur la surface extérieure du tube au regard des échanges convectifs intérieurs, la température de la paroi de l'échangeur est considérée égale à celle des gaz brûlés. Les dimensions de l'échangeur sont données sur la Figure 52.

3.5.2 Maillage et modèle de turbulence utilisé

Le calcul développé consiste en une simulation RANS en régime stationnaire (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) qui est moins exigeante en terme de moyens et temps de calcul comparée aux autres types de simulation (LES, DNS). Ce type de modélisation fournit des valeurs moyennes et la qualité des résultats peut dépendre du choix du modèle de turbulence. Afin d'examiner la qualité des échanges de chaleur convectifs entre l'air et la paroi de l'échangeur, le choix du modèle de turbulence doit être minutieux. Le modèle de turbulence qui répond à notre exigence est le V2F basé sur le modèle k-ε qui est un modèle à deux équations de transport appliquées à l'énergie cinétique turbulente k et à la dissipation turbulente ε [160]. Ce modèle permet de souligner plus précisément les effets de la turbulence dans la zone à proximité de la paroi.

Le fluide de travail circulant dans l'échangeur est de l'air assimilé à un gaz parfait. Pour vérifier l'hypothèse d'incompressibilité de l'écoulement, le calcul du nombre de Mach à la température de l'air à l'entrée est nécessaire. Le nombre de Mach exprime le rapport de la vitesse locale d'un fluide à la vitesse du son c dans ce même fluide et est donné par l'équation (48) :

$$Ma = \frac{V_{max}}{c} = \frac{V_{max}}{\sqrt{\gamma \times r \times T_{air,in}}} \qquad (48)$$

avec Ma le nombre de Mach, V_{max} la vitesse maximale de l'écoulement dans tout le domaine du calcul, $T_{air,in}$ la température de l'air à l'entrée de l'échangeur, γ le coefficient de Laplace et r la constante massique de l'air (r = 287 J/kg.K). Etant donné que le coefficient de Laplace de l'air varie peu avec la température (1,4 à 20°C et 1,35 à 600°C), il a été fixé à 1,4 pour cette étude. Le nombre de Mach calcul a été de l'ordre de 0,017 dans l'échangeur.

Considérant l'objectif principal de cette étude, qui est d'explorer et d'étudier les échanges convectifs dans la zone proche paroi, un maillage fin dans cette zone est nécessaire. Le maillage est plus fin au niveau des coudes pour appréhender les phénomènes aérothermiques résultant du décollement de la couche limité provoqué par la géométrie de deux coudes (*cf*. Figure 66). Après plusieurs tests, un maillage raffiné a été sélectionné. Il comporte 13.10^5 cellules hexaédriques. Ce type de cellule limite la diffusion de l'erreur numérique.

Le Y^+, grandeur sans dimension, est souvent utilisé pour décrire la taille de la première maille, grossière ou fine, pour un modèle d'écoulement particulier. Cette valeur est obtenue en tenant compte de l'épaisseur des couches limites dynamique δ_{dyn} et thermique δ_{th}. Le Y+ est de l'ordre de 3,7 et est défini par :

$$Y^+ = \frac{U_{\tau_{air}} y}{\nu_{air}} \qquad (49)$$

avec $U_{\tau_{air}}$ la vitesse de cisaillement et ν_{air} la viscosité cinématique de l'air à la température de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur.

Le maillage de la couche limite laminaire a une épaisseur e = 4 mm soit 14% du diamètre interne du tube de l'échangeur et est composé de 9 éléments avec un rapport d'expansion de 1,5%. En dehors de la couche limite, le rapport de transition entre les cellules est de l'ordre de 2.

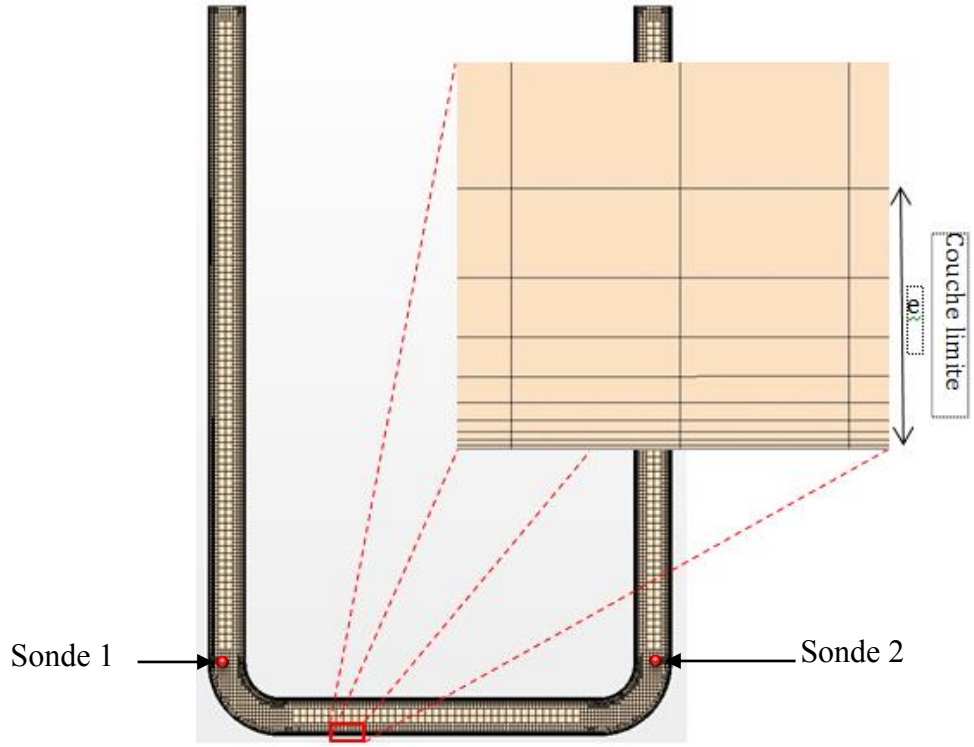


Figure 66 : Maillage au niveau de la couche limite

3.6 Résultats de l'étude CFD de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés

Pour vérifier la bonne qualité et la convergence des calculs, deux « sondes numériques » ont été placées dans l'écoulement (*cf.* Figure 66), en amont du premier coude et en aval du deuxième. Les deux sondes ont permis de suivre l'évolution de la température et de la vitesse du fluide à ces deux endroits dans le but de vérifier la stationnarité et la convergence du calcul.

La dynamique de la stabilisation de la température est plus lente au niveau de la sonde 2 qu'au niveau de la sonde 1 et cela à cause des perturbations engendrées par la géométrie de l'échangeur en niveau des deux coudes (*cf.* Figure 67). Un écart de température de 75 °C est observé entre les deux points de mesures au sein de l'échangeur.

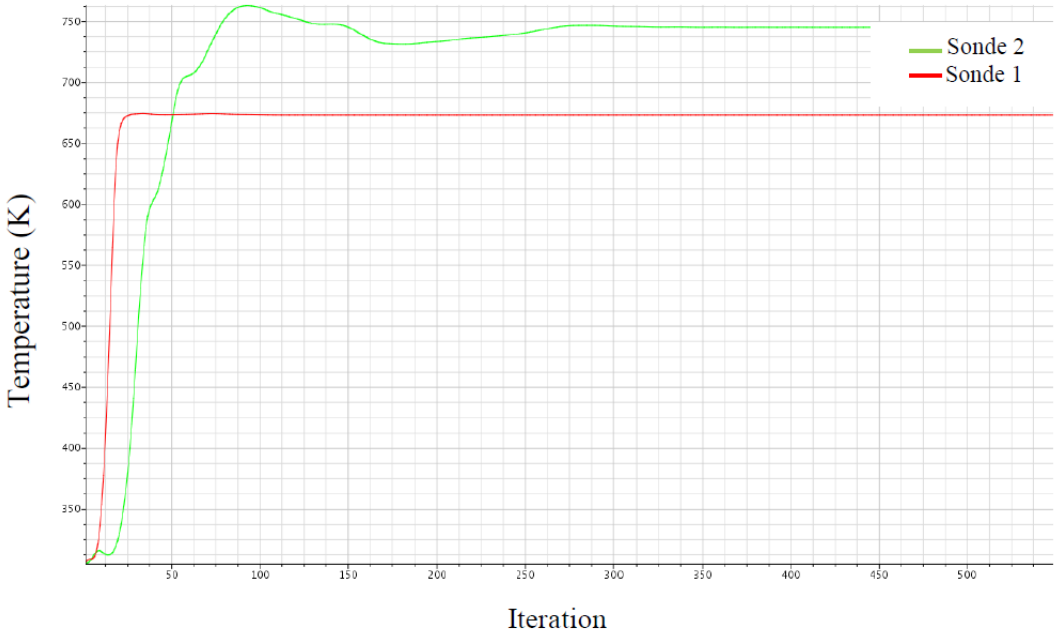


Figure 67 : Evolution de la température de l'air aux sondes 1 et 2

Sur le suivi de la vitesse, on observe un gradient de vitesse important enregistré par la sonde 1 après quelques itérations en l'absence d'obstacle dans la zone counter-flow puis une baisse pour tendre vers la vitesse enregistrée par la sonde 2 et une stabilisation à partir de la 200^{ième} itération. L'établissement du régime d'écoulement est plus rapide au niveau de la sonde 1, ceci étant dû à l'absence des perturbations de l'écoulement.

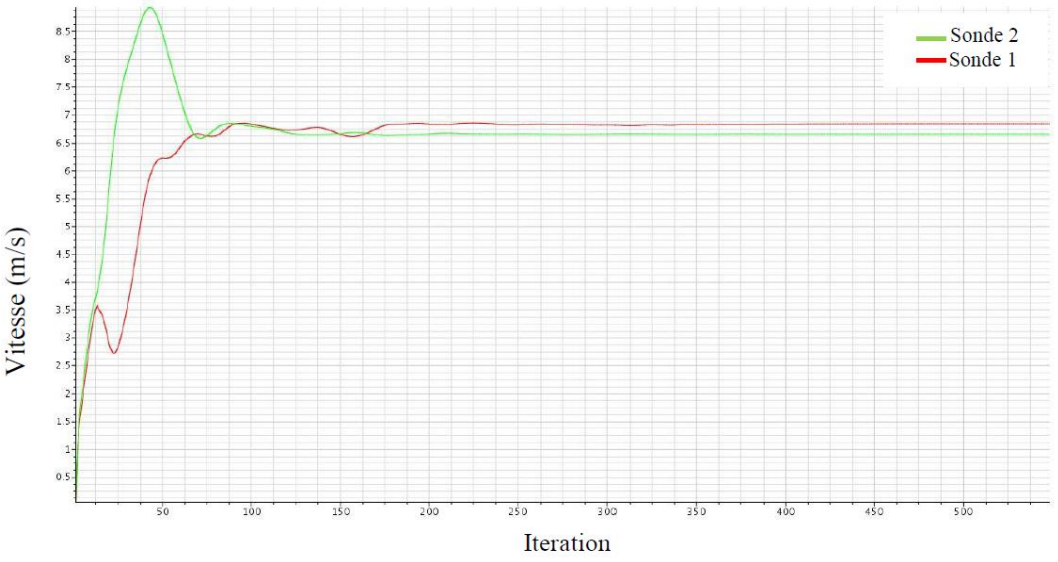


Figure 68 : Evolution de la vitesse de l'air aux sondes 1 et 2

Après la stabilisation de ces deux grandeurs et la satisfaction de la condition de convergence, une étude des phénomènes aérothermiques est réalisée. D'un point de vue topologique, l'écoulement présente des zones de forte accélération, notamment au niveau des coudes et dans la zone co-flow (*cf.* Figure 69). Cette accélération est due au rétrécissement de la section dans la zone de décollement de la couche limite et à l'augmentation de la température du fluide.

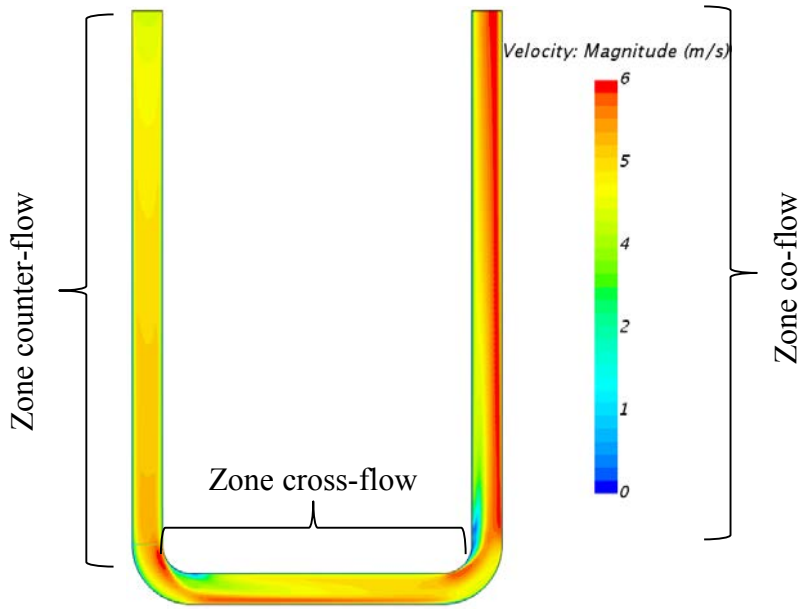


Figure 69 : Champ de vitesse de l'écoulement au sein de l'échangeur de chaleur

En examinant la cartographie de la température, une augmentation de la température d'air est observée dans la zone cross-flow et augmente davantage dans la zone co-flow (*cf.* Figure 70). Cette augmentation de la température est due au flux de chaleur, reçu par le fluide, généré par le gradient de température entre le fluide et la paroi de l'échangeur. Ces gradients de température observés dans les zones cross-flow et co-flow sont dus à l'intensité de turbulence qui est plus élevée dans ces deux zones dû au décollement de la couche limite qui est une conséquence de la géométrie de l'échangeur. Les endroits de décollement de l'écoulement sont soulignés par des zones de stagnation de fluide où la vitesse est quasiment nulle (*cf.* Figure 69).

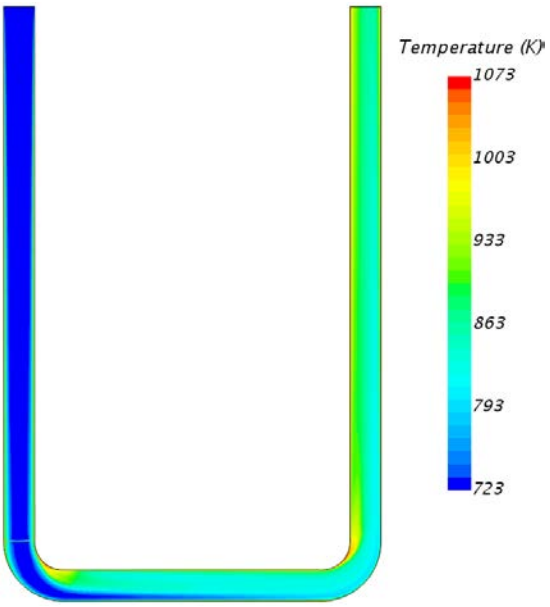


Figure 70 : Champ de température au sein de l'échangeur de chaleur

Le champ moyen de l'intensité de turbulence à l'intérieur de l'échangeur de chaleur montre que dans la zone counter-flow (*cf.* Figure 71), l'écoulement demeure laminaire sur toute la zone. Après le premier et le deuxième coude, deux zones fortement turbulentes se superposent avec les zones qui montrent un fort gardien de température. Dans les zones cross-flow et co-flow de l'échangeur, l'écoulement est relativement turbulent ce qui explique l'échauffement de l'air dans ces zones où le mélange est important.

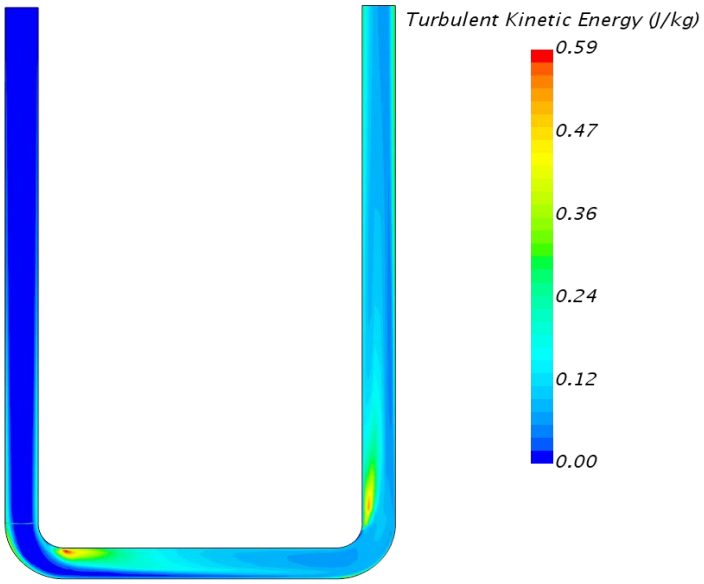


Figure 71 : Champ moyen de l'intensité de turbulence au sein de l'échangeur de chaleur

Afin d'obtenir les informations nécessaires pour le modèle dynamique 0D, une estimation de certains paramètres et propriétés de l'écoulement est effectuée à des températures moyennes de l'air dans les trois zones de l'échangeur. Ces paramètres sont résumés dans le Tableau 20. La valeur moyenne des coefficients des échanges convectifs a été retrouvée par deux méthodes, en utilisant une corrélation semi-empirique (*cf.* équation (50) [143]

) et à partir du calcul CFD.

$$Nu = 0,023\,Re_{D_h}^{0,8}\,Pr^{0,4}\left(1+\left(\frac{D_h}{H}\right)^{0,7}\right) \qquad (50)$$

Paramètre	Zone counter-flow	Zone cross-flow	Zone co-flow
$T_{air,moy}$ (K)	723	838	872
L (m)	0,495	0,240	0,495
$Nu_{D_{int},L}$	28,4	27,5	26
$\bar{h} = \frac{\lambda\, Nu_{D_{int},L}}{D_{int}}$ $(W.m^{-2}.K^{-1})$	58	64	61
$\overline{h_{CFD}}$ $(W.m^{-2}.K^{-1})$	20	41	31

Tableau 20 : Récapitulatif des grandeurs caractéristiques calculées dans les trois zones de l'échangeur

avec $T_{air,moy}$ la température moyenne de l'air par zone, L la longueur du tube de l'échangeur par zone, $Nu_{D_{int},L}$ le nombre de Nusselt basé sur le diamètre interne D_{int} et la longueur du tube de la zone considérée, λ la conductivité thermique, et $\bar{h}$ le coefficient des échanges convectifs air-paroi par zone.

La valeur moyenne du coefficient de convection calculé par l'étude CFD est effectuée avec l'équation (51).

$$\overline{h_{CFD}} = \frac{\varphi_s}{T_s - T_{air}} \qquad (51)$$

avec : φ_s la densité de flux de chaleur surfacique (W/m²), T la température moyenne de la surface de la maille proche de la paroi (K), T_{air} la température de l'air (K).

Les valeurs moyennes des coefficients des échanges convectifs obtenues par le calcul CFD montrent une forte dépendance à la configuration de l'écoulement dans les différentes zones de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés. La valeur de $\overline{h}$ est deux fois plus importante dans la zone cross-flow comparée à la zone counter-flow (*cf.* Tableau 20). Cette dépendance n'est pas retrouvée dans le calcul effectué avec corrélation semi-empirique. En effet, les corrélations ne traduisent pas les conditions réelles de l'écoulement (décollement de la couche limite, échauffement et accélération de l'écoulement). Les résultats obtenus ont mis en évidence l'influence de la géométrie et ont permis de trouver les valeurs des coefficients des échanges convectifs entre l'air et les parois de l'échangeur dans chaque zone qui, par la suite, sont utilisés pour alimenter le modèle dynamique 0D de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés.

3.7 Modélisation dynamique 0D de l'échangeur air pressurisé – gaz brûlés

Le principal objectif de la modélisation dynamique de l'échangeur air- gaz brûlés est de développer un modèle 0D pour simuler le comportement thermique de l'air circulant à l'intérieur. L'échangeur de chaleur air – gaz brulés est modélisé séparément et son modèle sera couplé à celui de la chaudière afin d'obtenir un seul modèle dynamique qui prendra en compte la dynamique des deux systèmes associés.

En adoptant une stratégie identique et en suivant la même méthodologie qui a permis d'élaborer le modèle dynamique de la chaudière biomasse, le modèle 0D de l'échangeur est développé. Le schéma Bond Graph de l'échangeur air – gaz brûlés est présenté sur la Figure 48.

L'échange de chaleur entre l'air et les gaz brûlés se fait par convection et rayonnement entre les gaz et la paroi du tube de l'échangeur puis par conduction à travers la paroi du tube et ensuite par convection entre la paroi et l'air circulant à l'intérieur du tube. Ces échanges sont matérialisés par les éléments dissipatifs suivants (*cf.* Annexe 1) :

- ✓ Convection et rayonnement entre les gaz brûlés et la paroi du tube : l'échange de chaleur par convection et rayonnement entre les gaz brûlés et le côté extérieur de la paroi du tube est modélisé par les éléments R_1, R_2, R_9, R_{11}, R_{26}, R_{30}, R_{35}, R_{39}, R_{43}, R_{47}, R_{51}. La loi régissant ces éléments est donnée par l'équation (26).
- ✓ Conduction par la paroi : le flux de chaleur qui traverse l'épaisseur de tube est modélisé du côté gaz brûlés par les éléments R_3, R_6, R_{10}, R_{15}, R_{17}, R_{25}, R_{31}, R_{36}, R_{40}, R_{44} et R_{48} et du coté air par les éléments R_4, R_7, R_{14}, R_{19}, R_{24}, R_{27}, R_{32}, R_{37}, R_{41}, R_{45} et R_{49}. La résistance conductive est calculée par l'équation (25).

- ✓ Convection entre la paroi et l'air : l'échange de chaleur par convection entre le côté intérieur du tube et l'air circulant à l'intérieur est modélisé par les éléments R, R_5, R_8, R_{20}, R_{23}, R_{28}, R_{33}, R_{38}, R_{42}, R_{46} et R_{50}. La loi régissant ces éléments est donnée par l'équation (26).

Le flux de chaleur stocké par les parois de l'échangeur est modélisé par les éléments capacitifs C, C_2, C_4, C_6, C_7, C_{10}, C_{12}, C_{14}, C_{16}, C_{18} et C_{21}. La loi générique les caractérisant est donnée par l'équation (21). Les éléments C_1, C_3, C_5, C_8, C_9, C_{11}, C_{13}, C_{15}, C_{19}, C_{17} et C_{22} reliés aux jonctions "0" ont le rôle d'un condensateur qui consiste en un stockage de flux de chaleur quand le débit de l'air s'annule comme dans le cas d'un écoulement pulsé et se décharge en le libérant quand le débit est différent de zéro. Ce phénomène peut être observé dans le cas où l'échangeur est connecté à un moteur à air chaud correspondant à la configuration illustrée sur la Figure 50. L'ouverture et la fermeture des soupapes des cylindres de compression et de détente du moteur génèrent un déplacement intermittent de quantités de matière qui transitent dans l'échangeur. Quand le débit d'air s'annule suite à la fermeture de la soupape d'admission au niveau du cylindre de détente, le volume d'air piégé dans l'échangeur s'échauffe sans pouvoir évacuer de flux de chaleur en raison d'absence de débit et par conséquent sa température augmente.

Les bilans de flux sur l'air sont assurés par les jonctions "0" se trouvant dans l'espace bleu qui représente l'air de l'échangeur (*cf*. Figure 73) de la manière suivante : le flux de chaleur des parois du tube $\dot{Q}_{wall}(t+dt)$ et le flux d'air $\dot{H}_{air,out}(t+dt)$ sont calculés à l'instant (t+dt) en utilisant la température d'air calculée par les éléments C (reliés aux jonctions "0" – espace bleu) à l'instant t. Ensuite, en utilisant le flux de chaleur de l'air en entrée de la jonctions "0" $\dot{H}_{air,in}(t+dt)$, la jonction "0" effectue le bilan des flux pour calculer $\dot{Q}_{air,st}(t+dt)$ afin de le transmettre à l'élément "C" (*cf*. Equation (52)), qui par intégration calculera la nouvelle température d'équilibre T_{air}(t+dt) (*cf*. Figure 72).

Cette méthodologie de calcul nécessite la connaissance de la température à t=0 pour chaque élément "C", température qui servira à la fois aux calculs des éléments résistifs avoisinant mais également pour le calcul de l'enthalpie initiale à $T_{air,0}$ =24°C.

D'autres grandeurs doivent être renseignées à t=0 comme la pression afin de pouvoir calculer la masse volumique initiale de l'air nécessaire à l'obtention de l'enthalpie à t=0, ici $P_{air,0}$=1bar.

$$\dot{Q}_{air,st}(t+dt) = \dot{H}_{air,in}(t+dt) - \dot{H}_{air,out}(t+dt) + \dot{Q}_{wall}(t+dt) \quad (52)$$

avec $\dot{H}_{air,in}$ et $\dot{H}_{air,out}$ les flux d'air en entrée et en sortie de la jonction "0", $\dot{Q}_{wall}$ le flux de chaleur convectif provenant de la paroi et $\dot{Q}_{air,st}$ le flux de chaleur stocké ou déstocké par l'air. La température de l'air à l'instant t+dt est calculée grâce à l'équation (53).

$$T_{air}(t+dt) = \frac{1}{m_{air}.c_{pair}} \int_{t}^{t+dt} \dot{Q}_{air,st}(t+dt)dt + T_{air}(t) \quad (53)$$

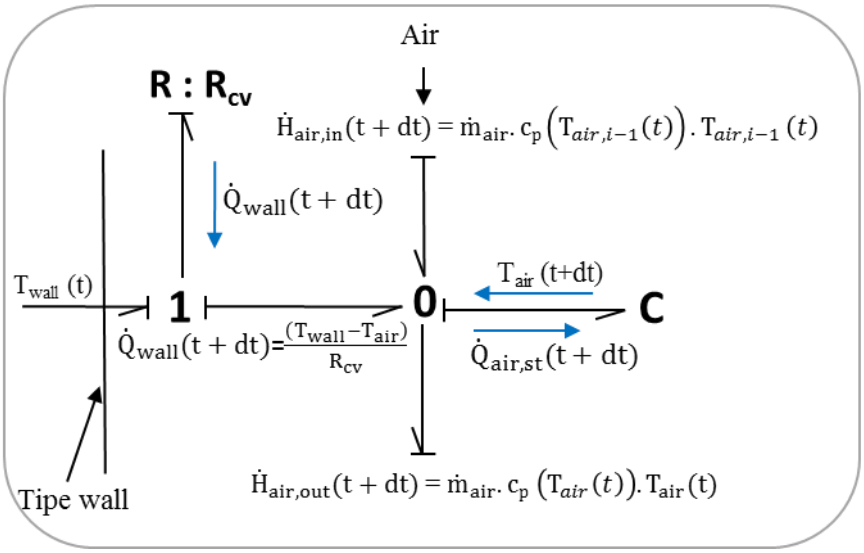


Figure 72 : Bilan de flux sur l'air au niveau de la jonction "0"

On considère ici que le débit masse de l'air se conserve entre l'entrée et la sortie du tronçon. (*cf.* équation (54)).

$$\dot{m}_{air,out}(t) = \dot{m}_{air,in}(t) \quad (54)$$

Comme pour le modèle dynamique de la chaudière, la connexion du domaine hydraulique au domaine thermique est assurée par les éléments RS à 2-ports.

Les deux zones counter-flow et co-flow sont discrétisées en 5 parties de volume afin de mieux appréhender les évolutions spatiales de la température de la paroi de l'échangeur et de l'air sur toute la longueur des deux zones. Ce découpage permettra de prendre en compte la distribution spatiale des échanges thermiques.

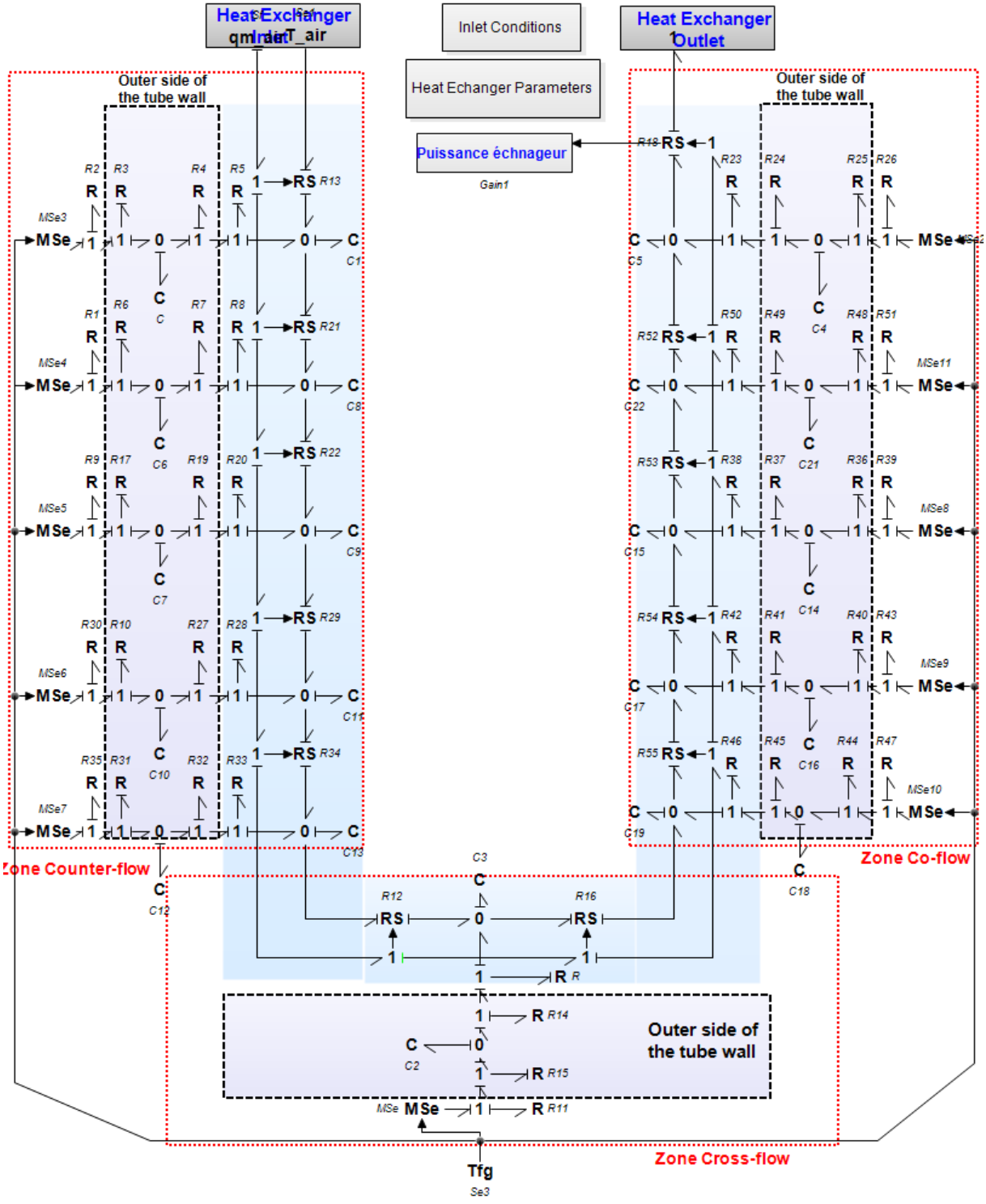


Figure 73 : Modèle dynamique 0D de l'échangeur air - gaz brûlés

3.8 Validation du modèle par comparaison avec les mesures expérimentales

Plusieurs simulations sont réalisées avec plusieurs conditions d'entrée et conditions aux limites aux parois de l'échangeur. Les échanges de chaleur entre les parois de l'échangeur et l'air chaud sont représentés par des coefficients d'échanges convectifs entre l'air et la paroi du tube de l'échangeur ramenés à la surface d'échange côté air. Ces coefficients sont obtenus par l'étude CFD (*cf.* Tableau 20). Ceux des échanges de chaleur entre les gaz brûlés et la paroi de l'échangeur ramenés à la surface d'échanges côté gaz brûlés sont obtenus par méthode inverse de manière identique que pour le modèle de la chaudière. Ils incluent les effets convectifs et radiatifs. Les caractéristiques du matériau de l'échangeur (conductivité thermique de la paroi λ_{tube} et chaleur spécifique de la paroi c_{tube}) sont prises à la température moyenne de la paroi et considérées homogènes. Pour calculer l'énergie interne des parois aux conditions initiales, leur température initiale est considérée égale à 20 °C. Deux paires de variables Bond Graph ont été choisies pour chaque système (*cf.* Tableau 21).

Domaine considéré		Source	Conditions d'entrée modèle 0D
Echangeur de chaleur air – gaz brûlés	Domaine thermique	*effort*	Température de l'air mesurée à l'entrée $T_{air,in}^{exp}$
		flux	Flux d'enthalpie de l'air (calculé par le modèle)
	Domaine hydraulique	*effort*	Pression de l'air à l'entrée l'échangeur mesurée $P_{air,in}^{exp}$

Tableau 21 : Variables Bond Graph et conditions d'entrée du modèle 0D de l'échangeur air - gaz brûlés

La température dynamique des gaz brûlés, mesurée dans le pot de combustion, est imposée (sous forme d'un fichier temporel) via les éléments MSe (source d'*effort* modulé) (*cf.* Annexe 1). Par conséquent, la température de la paroi côté gaz brûlés est calculée par le modèle. Afin de mieux prendre en compte les évolutions de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température, la corrélation donnée par l'équation (55) a été insérée dans les éléments RS et les éléments C modélisant le flux de chaleur stocké par l'air [161].

$$c_{p,air} = 1,0575.10^{3} - 4,489.10^{-1} \times T_{air} + 1,1407.10^{-3} \times T_{air}^{2} - 8.10^{-7} \times T_{air}^{3} + 1,93.10^{-10} \times T_{air}^{4} \quad (55)$$

avec $c_{p,air}$ la chaleur spécifique de l'air à pression constate (J/kg.K), T_{air} la température moyenne de l'air (K).

3.9 Résultats et discussion

Pour valider le modèle dynamique 0D de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés, nous suivons ici la même stratégie que pour la validation du modèle de la chaudière. Une simulation de l'essai 1 du Tableau 17 a été effectuée et les résultats obtenus sont comparés aux mesures expérimentales.

3.9.1 Evolution de la température de la paroi du tube et de l'air à 9D et 31D

Les profils de températures de l'air et de la paroi du tube de l'échangeur obtenus par le modèle (éléments C_9 et C_7, respectivement, *cf*. Figure 73), à demi-longueur de tube de la zone counter-flow (x=9D), sont comparés à ceux mesurés par les thermocouples IP3 et OA3 (*cf*. Figure 53). Les profils soulignent un très bon accord entre les valeurs expérimentales et la simulation. Les fluctuations sont moins prononcées sur le profil de température de l'air que celui de la paroi. Un gradient de température de 200 °C peut être observé entre la paroi et l'air se trouvant sur la même section. La température de l'air suit la même évolution que celle des gaz brûlés durant les trois phases du fonctionnement de la chaudière (start-up, regulation phase et cooling phase).

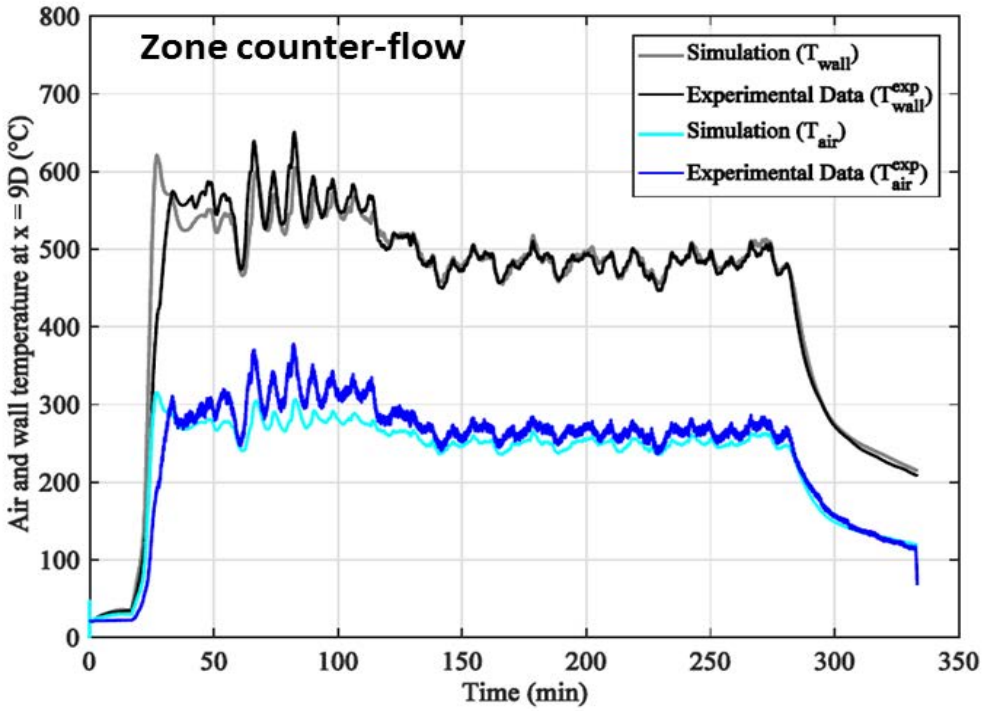


Figure 74 : Comparaison des profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone counter-flow de l'échangeur

Les mêmes profils sont tracés à la position x= 31D dans la zone co-flow. On constate également un très bon accord entre les résultats obtenus par le modèle et les mesures. Contrairement à la zone counter-flow, dans la zone co-flow, la température de l'air est très proche de celle de la paroi. Cela peut être expliqué par le fait que la température de l'air à l'entrée de la zone zone co-flow est plus élevée.

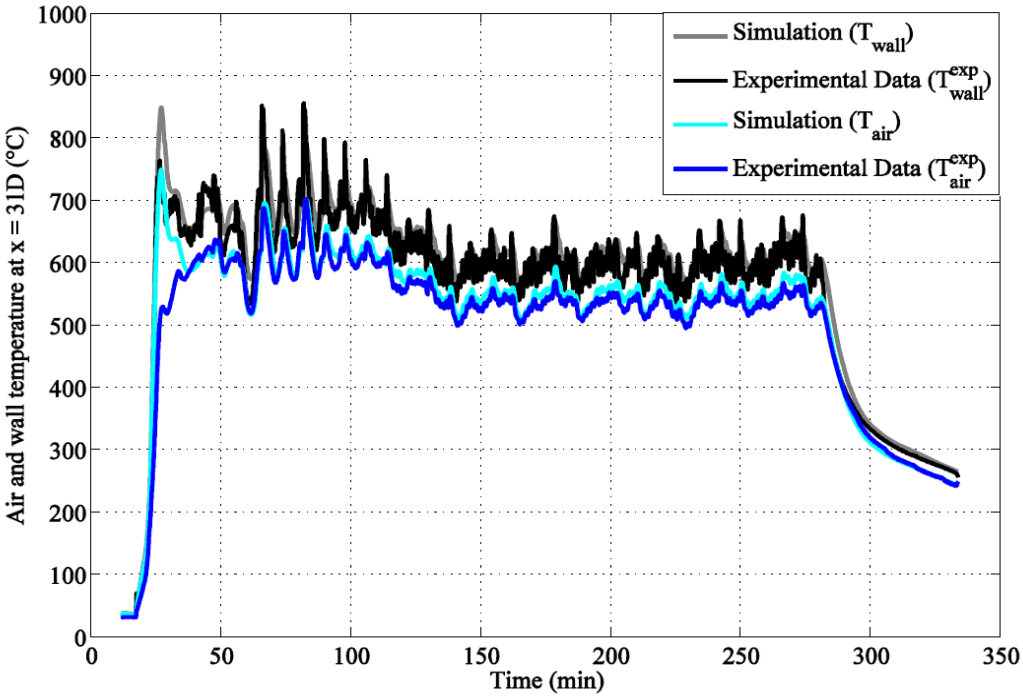


Figure 75 : Comparaison des profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone co-flow de l'échangeur

3.9.2 Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans l'échangeur de chaleur

Afin d'analyser l'effet de la dynamique de chauffe durant la phase du démarrage de la chaudière sur les échanges de chaleur dans l'échangeur, le flux d'enthalpie de l'air calculé en sortie des éléments de volume (*cf.* Figure 77) a été examiné pour quatre instants (18, 22, 25 et 30 min).

Un zoom sur la Figure 74 durant la phase de démarrage de la chaudière est présenté sur la Figure 76. On remarque que la simulation surestime la montée en température du tube et donc de l'air sur le début de la phase de chauffe. Cette surestimation des températures pourrait provenir d'une sous-estimation des effets inertiels du tube de l'échangeur même si ceux-ci sont pris en compte dans le modèle mais à température constante.

Par contre, comme nous l'avons constaté sur les Figures 60 et 61, une fois la chaudière en régime de fonctionnement nominal, les températures expérimentales et simulées sont plus proches malgré les instationnarités de la combustion.

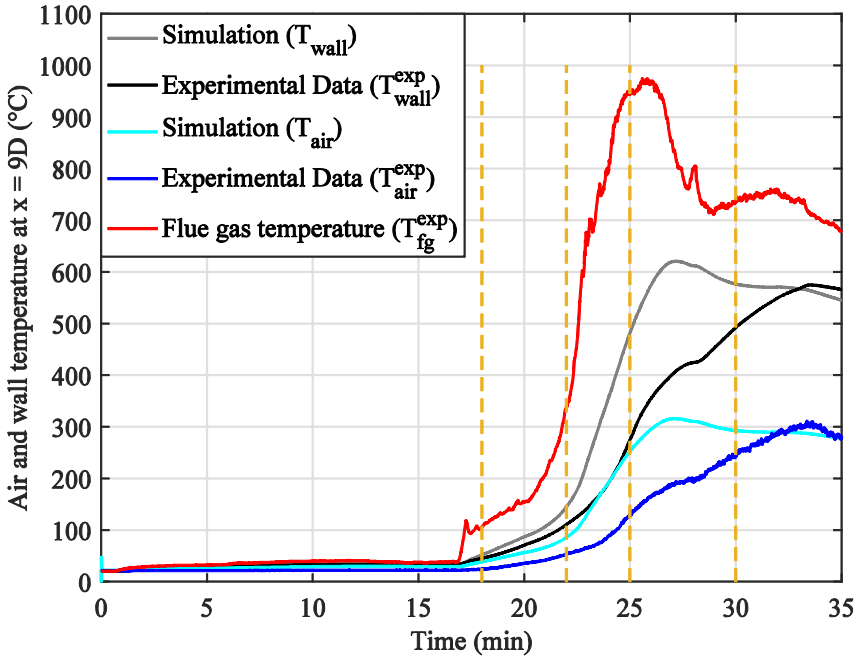


Figure 76 : Profils de température de l'air, de la paroi du tube dans la zone counter-flow et des gaz brûlés durant la phase de démarrage pour un essai sans cycles thermiques

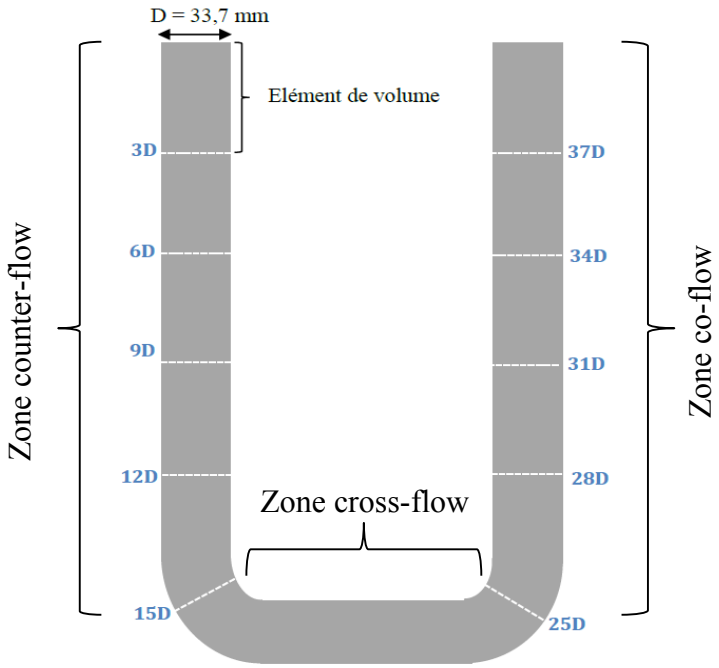


Figure 77 : Eléments de volume dans l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés

Le flux d'enthalpie de l'air est tracé en fonction de l'abscisse curviligne « *x* » normalisée par le diamètre extérieur D du tube (*cf.* Figure 78). Le flux d'enthalpie calculé à 18 et 22 min reste faible et quasi constant. A 25 et 30 min, il augmente avec la température de la paroi, ceci étant dû aux échanges convectifs et radiatifs avec les gaz brûlés dont la température augmente suite à l'amorçage de la combustion (*cf.* Figure 76). On remarque que le flux d'enthalpie de l'air progresse rapidement dans les zones counter-flow (0 –15D) et cross-flow (15D – 25D). Cependant, cette progression est moins prononcée dans la zone co-flow (25D – 40D). Ceci s'explique par la diminution de l'écart de température entre l'air et la paroi au fur et à mesure que l'air progresse dans l'échangeur de chaleur, comme le montre la Figure 79.

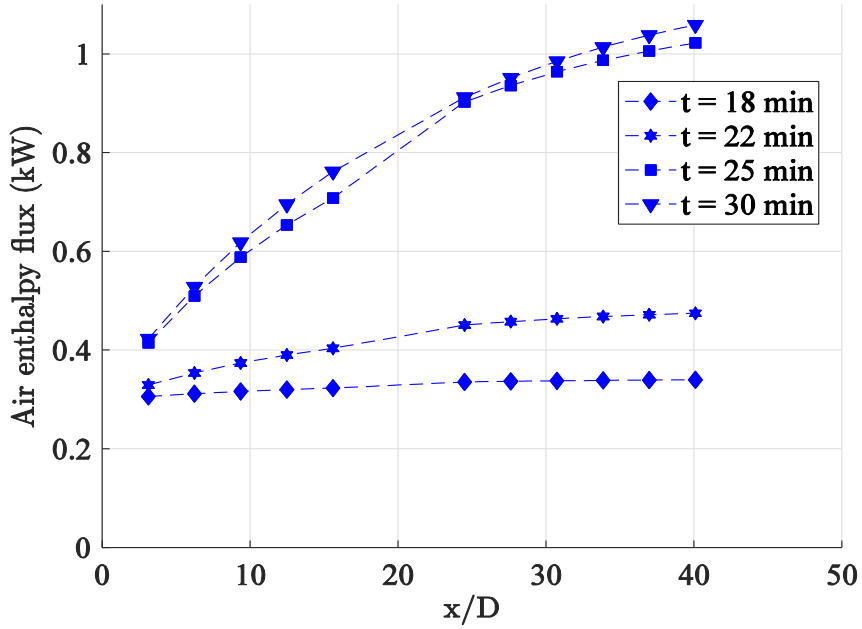


Figure 78 : Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans les éléments de volume d'air de l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques

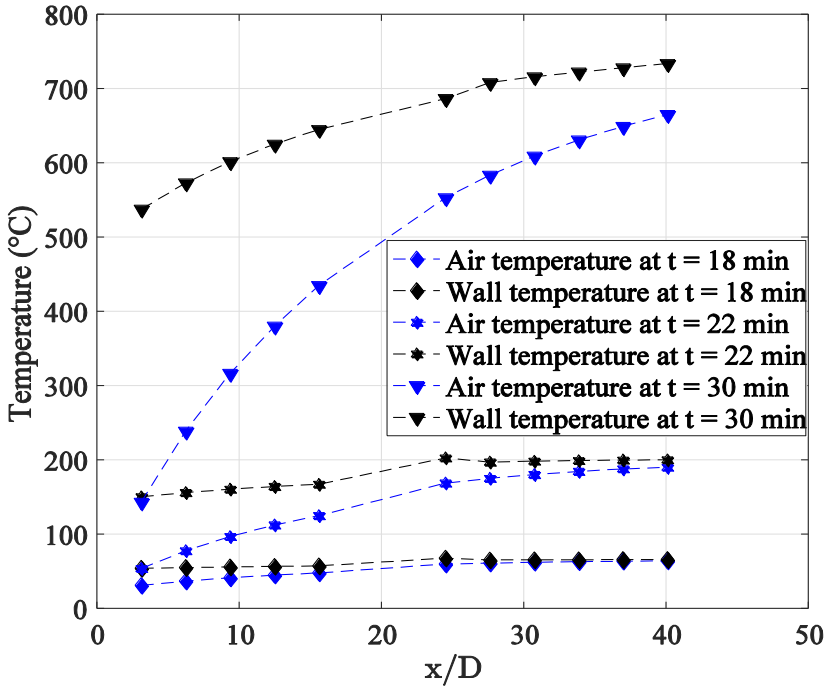


Figure 79 : Profils de température de l'air et de la paroi du tube le long de l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques

La même tendance est observée sur l'efficacité des échanges thermiques calculée à la sortie de chaque élément de volume grâce à l'équation (47) (*cf.* Figure 77). On remarque également sur la Figure 80 que l'efficacité de l'échangeur est bien meilleure lors de la phase de fonctionnement nominale de la chaudière (phase de régulation) que durant la phase de mise en route.

Ces évolutions d'efficacité et donc des températures d'air durant la phase de démarrage auront un effet inévitable sur les conditions de démarrage de la machine à air chaud en aval.

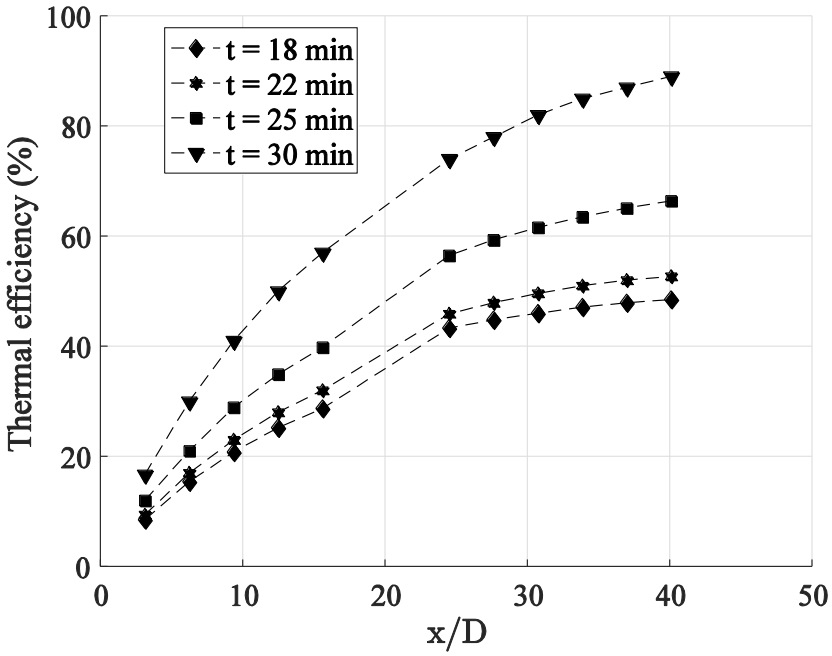


Figure 80 : Evolution de l'efficacité des échanges de chaleur dans l'échangeur pour un essai sans cycles thermiques

3.9.3 Evolution du flux d'enthalpie de l'air durant un cycle thermique

Afin d'étudier l'effet de la présence des cycles thermiques sur la dynamique des échanges de chaleur dans l'échangeur, un essai avec cycles thermiques (T_c = 75°C) a été simulé avec le modèle dynamique de l'échangeur de chaleur. Une partie des mesures expérimentales réalisées pendant la phase de régulation pour un essai avec cycles thermiques est reportée sur la Figure 81.

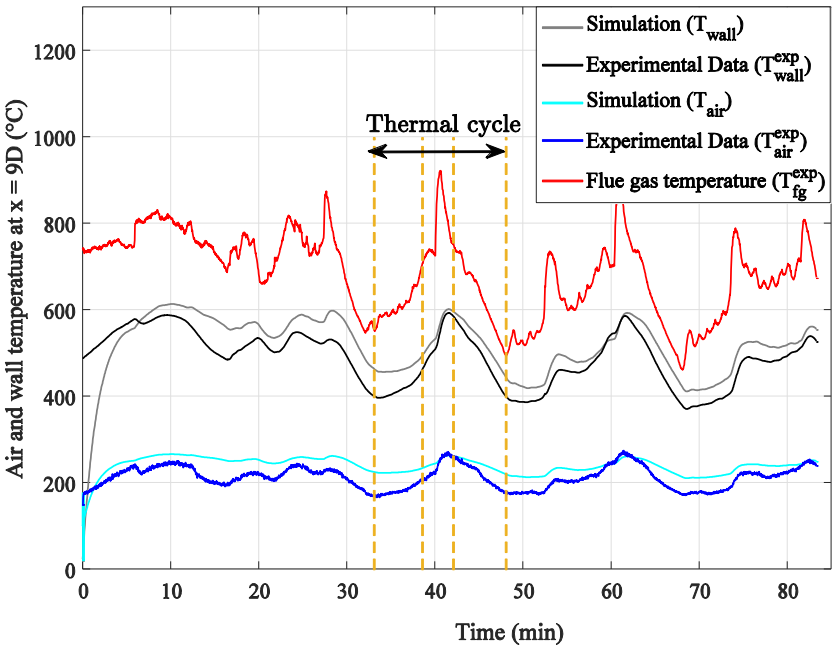


Figure 81 : Profils de température expérimentale et simulée de l'air et de la paroi dans la zone counter-flow de l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques

Le flux d'enthalpie de l'air est calculé à la sortie de chaque élément de volume dans l'échangeur durant un cycle thermique. Son évolution le long de l'échangeur est présentée sur la Figure 82. Le flux d'enthalpie de l'air calculé à différents instant t est très proche. Néanmoins, le flux d'enthalpie calculé à 42 min est plus important, ceci s'explique par le gradient de température entre l'air et la paroi qui est élevé à cet instant également (*cf*. Figure 83).

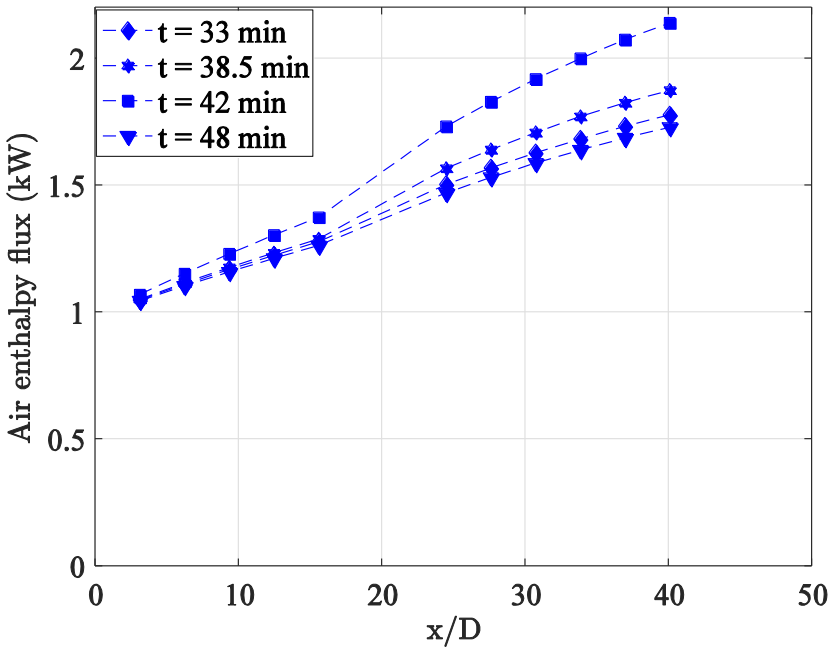


Figure 82 : Evolution du flux d'enthalpie de l'air dans les éléments de volume d'air dans l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques

Les profils de température de l'air et de la paroi du tube de l'échangeur sont tracés dans les éléments de volume pour quatre instants. Des fluctuations de températures de 200°C sur le tube entrainent des variations de 140°C environ sur l'air à la sortie de l'échangeur (x=40D).

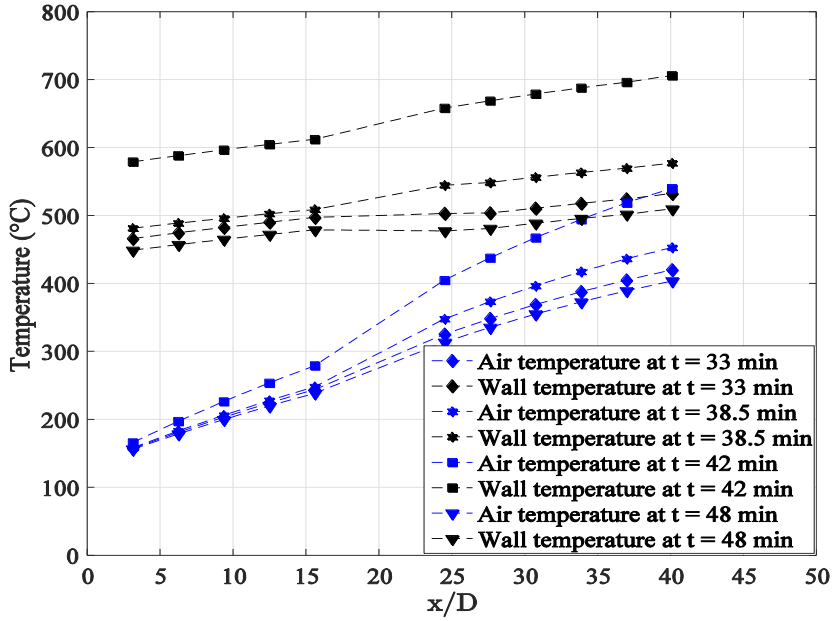


Figure 83 : Profils de températures de l'air et de la paroi du tube le long de l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques

L'efficacité des échanges de chaleur affiche une nette progression le long de l'échangeur pour les quatre instants choisis sur le cycle thermique (*cf*. Figure 84). Elle est impactée de 20% durant le cycle thermique.

Elle est plus élevée à 48 min qui correspond à une faible valeur de température des gaz brûlés (*cf*. Figure 81).

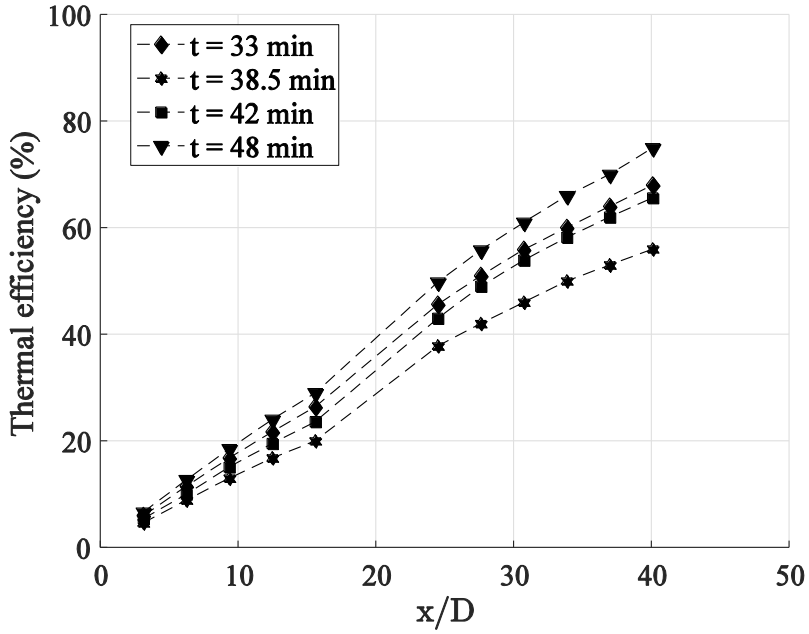


Figure 84 : Evolution de l'efficacité des échanges de chaleur dans l'échangeur pour un essai avec cycles thermiques

Afin d'étudier l'effet de la présence des cycles thermiques sur les performances de l'échangeur, on se place à un instant t où la température des gaz brûlés est relativement proche pour les deux essais présentés : sans cycles thermique (*cf*. Figure 76) et avec cycles thermiques (*cf*. Figure 81). On remarque que, pour l'essai sans cycles thermiques, la température des gaz brûlés est de l'ordre de 740°C à 30 min (cf. Figure 62). Cette valeur est retrouvée à deux instants sur l'essai avec cycles thermiques : 38,5 min et 42 min (*cf*. Figure 67). Les profils des efficacités calculés le long de l'échangeur à ces instants sont tracés sur la Figure 71. Il est pertinent de noter la progression de l'efficacité d'échanges, le long de l'échangeur, qui est plus importante quand la chaudière fonctionne sans cycles thermiques (*cf*. Figure 85), notamment dans la zone counter-flow.

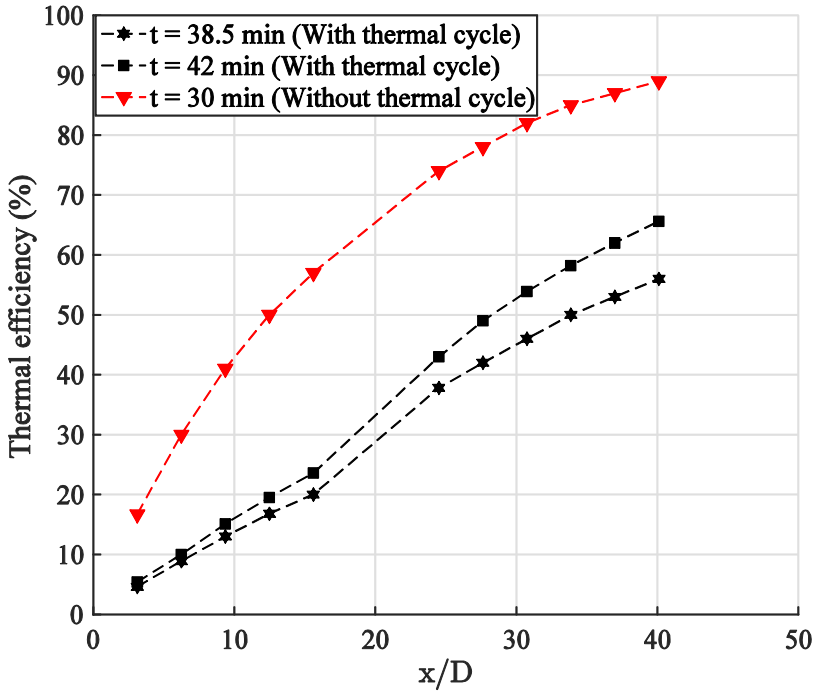


Figure 85 : Profils de l'efficacité avec et sans cycles thermiques

3.10 Synthèse de l'étude de l'échangeur de chaleur air pressurisé – gaz brûlés

Les résultats obtenus lors de l'étude menée sur un échangeur de chaleur « modèle » air – gaz brûlés inséré dans le pot de combustion d'une chaudière biomasse, d'une puissance thermique de 30 kW, ont été discutés dans ce chapitre. L'étude se divise en trois parties : une caractérisation expérimentale, une étude CFD RANS et une modélisation dynamique 0D.

L'échangeur de chaleur « modèle » est un tube en U et peut être divisé en trois zones suivant la direction de l'écoulement des deux fluides (air et gaz brûlés) : une zone counter-flow, une zone cross-flow et une zone co-flow. L'échangeur a été instrumenté à l'aide de plusieurs thermocouples afin de mesurer la température de l'air et de la paroi durant les essais. L'effet de quatre paramètres (température de l'air, la pression de l'air, le débit de l'air et la température de consigne) sur les échanges de chaleur air – paroi a été étudié.

La campagne expérimentale a montré que la température de l'air dans la zone counter-flow demeure très faible par rapport à la zone co-flow alors que l'échangeur est plongé dans une chambre cylindrique et que la flamme se développe de façon axisymétrique. Cette dissymétrie de température de l'air est due au fait que la température de l'air à l'entrée de l'échangeur est faible par rapport à celle des gaz brûlés.

Pour des températures de consigne élevées imposées à la chaudière, des températures élevées des gaz brûlés sont observées, améliorant la puissance thermique récupérée par l'air dans l'échangeur. L'effet du débit de l'air à l'entrée de l'échangeur a été examiné. Le débit d'air est favorable aux échanges de chaleur entre l'air et les gaz brûlés. L'augmentation de ce dernier améliore nettement la puissance délivrée par l'échangeur de chaleur, car l'augmentation de la vitesse de l'écoulement favorise les échanges de chaleur. En revanche, une température de l'air plus élevée à l'entrée de l'échangeur a un effet contraire sur la puissance thermique récupérée par l'air. Ceci est dû à la diminution de l'écart entre la température d'entrée de l'air et la température des gaz brûlés.

L'étude CFD a permis de simuler l'écoulement de l'air chaud pressurisé dans un échangeur tubulaire en U avec l'outil numérique StarCCM+. L'étude CFD a mis en évidence la présence des phénomènes de décollement de la couche limite dynamique et thermique et l'apparition des zones de recirculation de l'écoulement au sein de l'échangeur. Le coefficient des échanges convectifs internes h au niveau des tubes de l'échangeur a été calculé dans chaque zone. Sa valeur moyenne dans la zone cross-flow est deux fois plus élevée que celle dans les zones counter-flow et co-flow. Une corrélation semi-empirique de la littérature donne une

valeur plus faible de ce coefficient dans les zones évoquées, car la configuration de l'écoulement n'est pas prise en compte. Ces valeurs obtenues par le calcul CFD ont été utilisées dans le modèle dynamique 0D.

Un modèle dynamique d'un échangeur air – gaz brûlés « modèle » développé avec le formalisme Bond Graph a été validé en comparant les profils expérimentaux et calculés de la température de l'air et de la paroi du tube dans les deux zones counter-flow et co-flow. Un très bon accord a été obtenu.

Le flux d'enthalpie de l'air calculé le long de l'échangeur est plus important dans les zones counter-flow et co-flow que la zone co-flow et ceci est dû au fait que le gradient de température entre l'air et la paroi de tube est plus élevé dans les deux premières zones.

L'effet des cycles thermiques sur l'efficacité a été souligné pour des températures de gaz brûlés identiques.

Afin d'améliorer le mélange dans la zone counter-flow, des méthodes d'intensification des échanges convectifs locaux peuvent être envisagées. Parmi ces méthodes, nous pouvons citer l'insertion d'une bande torsadée et soudée à l'intérieur de tube de l'échangeur permettant d'accroitre la surface d'échange [162] ou d'un swirler.

Conclusion

Ces travaux de thèse ont permis de réaliser une caractérisation expérimentale et une modélisation dynamique 0D de deux composants d'une unité de micro-cogénération biomasse : une chaudière biomasse et un échangeur air – gaz brûlés. L'unité de micro-cogénération, se compose d'une chaudière biomasse automatique d'une puissance nominale de 30 kW, d'un échangeur de chaleur air – gaz brûlés et d'un moteur à air chaud de type Ericsson alimenté par l'échangeur de chaleur.

La chaudière biomasse a été instrumentée et étudiée expérimentalement. Les résultats ont mis l'accent sur l'effet des conditions opératoires sur le mode de fonctionnement de la chaudière durant les trois phases : démarrage, régulation et arrêt. La valeur de la température de consigne pilote l'apparition des cycles thermiques qui impactent le comportement thermique des gaz brûlés issus de la combustion de pellets. Ce phénomène rend l'analyse du comportement dynamique de la chaudière plus complexe mais représentatif d'un fonctionnement réel sur une installation de chauffage où la charge thermique varie en aval pour répondre à un besoin. Les résultats expérimentaux ont permis de retrouver la puissance thermique délivrée par la chaudière qui se traduit par la variation du flux d'enthalpie de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur eau – gaz brûlés.

La caractérisation des émissions polluantes au niveau de la cheminée de la chaudière a été réalisée à l'aide d'un analyseur multi-gaz Horiba. Les concentrations moyennes de quatre composés gazeux (NOx, CO, CO_2 et O_2) ont été mesurées dans la cheminée. Les résultats ont montré que la concentration de CO était de l'ordre de 222 mg/Nm^3 et de l'ordre de 36 mg/Nm^3 pour les NOx. Ces concentrations moyennes sont inférieures aux valeurs limites imposées par la norme EN 303-5 :2012 (F) pour ce type de chaudière biomasse. Une campagne expérimentale visant à développer une post-combustion en injectant de l'air secondaire chaud dans le pot de combustion de la chaudière a été réalisée. L'air secondaire injecté, vers l'axe du pot de combustion, était chauffé pour différentes valeurs de débit. Les résultats ont montré que la concentration moyenne des composés suivis diminue pour des débits et des températures élevées.

Un modèle dynamique 0D de la chaudière a été développé en utilisant le formalisme Bond Graph. Le modèle est basé sur des bilans de flux massiques et enthalpiques. La comparaison des profils de températures mesurées et calculées par le modèle a montré une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques. Le modèle utilise des fichiers de mesures dynamiques comme conditions d'entrée et estime la température des parois

des sous-systèmes de la chaudière et des gaz brûlés à différents endroits. Ceci a permis de calculer les coefficients des échanges thermiques globaux, par méthode inverse, dans des endroits ciblés dans la chaudière. Les valeurs moyennes de ce coefficient ont été insérées dans le modèle afin de modéliser les échanges globaux entre les fluides de travail et les parois des sous-systèmes de la chaudière. L'effet de la température sur les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés et de l'eau a été pris en compte et des corrélations développées au cours de ce travail ont été insérées dans le modèle dynamique de la chaudière. Le modèle a été conçu de manière à faciliter son couplage avec une machine thermique ou avec un modèle de réseau de chauffage et de bâtiment, par exemple.

Un échangeur de chaleur « modèle » air – gaz brûlés a été fabriqué et instrumenté au laboratoire. Il a été inséré dans le pot de combustion de la chaudière biomasse après son instrumentation. Une étude expérimentale a été menée afin de caractériser les transferts de chaleur entre l'air et les gaz brûlés issus de la combustion de la biomasse. Trois zones ont été soulignées : zone counter-flow, cross-flow et co-flow. Les résultats ont montré que la température de l'air dans la zone counter-flow reste très faible par rapport à celle dans la zone co-flow. Cette dissymétrie de température de l'air est due au fait que la température de l'air à l'entrée de l'échangeur est très faible par rapport à celle des gaz brûlés et la dynamique de chauffe dans cette zone est lente. L'effet de plusieurs paramètres a été étudié : la température des gaz brûlés dans le pot de combustion, la température, la pression et le débit de l'air. Nous avons constaté que la puissance thermique produite par l'échangeur augmente avec le débit d'air dans l'échangeur. En revanche, l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur a un effet inverse sur la puissance thermique récupérée par l'air. L'étude paramétrique a montré que la puissance délivrée par l'échangeur de chaleur varie entre 0,47 et 1,38 kW. Cette puissance demeure faible au vu de l'utilisation de l'échangeur pour alimenter le cylindre de détente du moteur Ericsson. Cela peut être expliqué par la faible surface d'échange. Or, la configuration finale de l'échangeur comportera plusieurs tubes ce qui multipliera la surface d'échange.

L'étude CFD a permis de simuler l'écoulement de l'air chaud pressurisé dans un échangeur tubulaire en U avec l'outil numérique StarCCM+. L'étude CFD a mis en évidence la présence des phénomènes de décollement de la couche limite dynamique et thermique et l'apparition de zones de recirculation de l'écoulement au sein de l'échangeur. Ces phénomènes modifient complètement la topologie de l'écoulement et perturbent les échanges de chaleur entre l'air pressurisé circulant à l'intérieur de l'échangeur et les gaz brûlés. Les coefficients des

échanges convectifs internes au niveau des tubes de l'échangeur ont été calculés dans chaque zone. Ces valeurs obtenues par le calcul CFD ont été utilisées dans le modèle dynamique 0D.

Un modèle dynamique d'un échangeur air – gaz brûlés « modèle » a été développé avec le formalisme Bond Graph. Une validation de ce modèle a été réalisée en comparant les profils calculés de la température de l'air et de la paroi du tube aux profils mesurés dans les deux zones counter-flow et co-flow. Un très bon accord a été obtenu.

L'étude de l'influence des conditions opératoires de la chaudière sur les performances de l'échangeur a montré que le flux d'enthalpie d'air est plus élevé dans les zones où la différence de température entre l'air et la paroi est plus importante, notamment, les zones counter-flow et co-flow.

L'efficacité des échanges de chaleur est plus élevée durant la phase de régulation que durant la phase de démarrage et son évolution le long de l'échangeur est plus importante lors d'un essai sans cycles thermiques. Ces évolutions d'efficacité et donc des températures de l'air durant la phase de démarrage auront une influence sur les conditions de démarrage de la machine à air chaud en aval dans le cas d'un couplage moteur - échangeur air pressurisé – gaz brûlés.

Perspectives

Cette thèse a conduit au développement des modèles dynamiques 0D de deux composants de l'unité de micro-cogénération biomasse installée au laboratoire. Nous listons ici quelques perspectives afin d'approfondir et poursuivre cette étude.

Le modèle dynamique 0D de la chaudière utilise, comme conditions d'entrée, des fichiers de mesures de débits et de températures des gaz brûlés et de l'eau de l'échangeur eau – gaz brûlés. L'utilisation des fichiers de mesures de débit et de la température de l'eau comme conditions d'entrée au niveau de l'échangeur seront conservés. Cependant, pour les gaz brûlés, un modèle de la combustion de pellets doit être développé en prenant en compte la vitesse de formation des espèces chimiques principales [137 – 140] et inséré dans le modèle actuel.

Les deux composants de l'unité de micro-cogénération, chaudière et échangeur de chaleur, fonctionneront ensemble, donc le couplage des deux modèles développés doit être fait en prenant en compte les phénomènes des échanges de chaleur par convection et rayonnement entre le pot de combustion et l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés.

La caractérisation des échanges de chaleur air-paroi à l'intérieur de l'échangeur a été réalisée avec un écoulement stationnaire. Or, lors d'un fonctionnement réel du moteur Ericsson, le débit d'air est pulsé suite au mouvement du piston dans le cylindre de compression. Cette étude peut être complétée par une étude d'un écoulement instationnaire dans l'échangeur air – gaz brûlés afin d'examiner son effet sur la qualité des échanges de chaleur convectifs air-paroi.

Les résultats des études CFD et expérimentale menées sur l'échangeur de chaleur ont montré que les échanges de chaleur convectifs air-paroi sont très faibles dans la zone counter-flow. Il convient alors d'envisager des méthodes d'intensification des échanges convectifs locaux afin d'améliorer le mélange dans cette zone. Parmi ces méthodes, l'insertion d'une bande torsadée à l'intérieur du tube de l'échangeur permettant d'accroitre la surface d'échange [160] ou d'un swirler peut être envisagée.

Comme l'a montré l'étude bibliographique, les récupérateurs de chaleur insérés dans les chambres de combustion sont confrontés à des dépôts de suies et des niveaux de températures élevées. De ce fait, une étude des transferts radiatifs (avec prise en compte du rayonnement des gaz brûlés et des particules de suies) est indispensable.

Le moteur Ericsson devra également être modélisé, sachant que le modèle dynamique 0D du cylindre de détente a déjà été développé [158].

L’ensemble des modèles dynamiques des trois composants de l’unité de micro-cogénération (chaudière biomasse, échangeur air – gaz brûlés et moteur) seront alors couplés pour obtenir un modèle global. Dès lors, une analyse énergétique et exergétique de l’unité de micro-cogénération permettra une optimisation du système avec une étude de sensibilité paramétrique détaillée.

Références bibliographiques

[1] O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, J. C. Minx, E. Farahani , S. Kadner , K. Seyboth , A. Adler, I. Baum, S. Brunner , P. Eickemeier, B. Kriemann , J. Savolainen, S. Schlömer, C. V. Stechow and T. Zwickel , "Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change," *in CLIMATE CHANGE 2014, Mitigation of Climate Change*, Geneva, Switzerland, 2015.

[2] International Energy Agency, "World Energy Outlook," Paris, 2017.

[3] «Directive 2012/27/UE du Parlement Européen et du Conseil,» *Journal officiel de l'Union Européenne, N° L315/1,* pp. 1-56, octobre 2012.

[4] «Directive 2004/8/CE du Parlement Européen et du Conseil,» *Journal officiel de l'Union européenne, N° L52/50,* pp. 50-60, février 2004.

[5] «Directive 2006/32/CE du Parlement Européen et du Conseil,» *Journal officiel de l'Union européenne, N° L114/64,* pp. 64-85, avril 2006.

[6] R. K. Pachauri et L. A. Meyer, «Changements climatiques 2014: Rapport de synthèse. Contribution des Groupes de travail I, II et III au cinquième Rapport d'évaluation,» GIEC, Genève, Suisse, 2014.

[7] J. Knowles, "1 - Overview of small and micro combined heat and power (CHP) systems," *Woodhead Publishing Series in Energy,* pp. 3-16, 2011.

[8] L. Giaccone et A. Canova, «Economical comparison of CHP systems for industrial user with large steam demand,» *Applied Energy,* vol. 86, pp. 904-914, 2009.

[9] Inernational Energy Agency, "Cogeneration and district energy," Paris, 2009.

[10] S. Martinez, G. Michaux, P. Salagnac and J. L. Bouvier, "Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources," *Energy Conversion and Management,* vol. 154, pp. 262-285, 2017.

[11] M. M. Maghanki, B. Ghobadian, G. Najaf and R. J. Galogah, "Micro combined heat and power (MCHP) technologies and applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 28, pp. 510-524, 2013.

[12] C. Brandoni and M. Renzi, "Optimal sizing of hybrid solar micro-CHP systems for the household sector," *Applied Thermal Engineering,* vol. 75, pp. 896-907, 2015.

[13] G. Di Marcoberardino, G. Manzolini, C. Guignard and V. Magaud, "Optimization of a micro-CHP system based on polymer electrolyte membrane fuel cell and membrane reactor from economic and life cycle assessment point of view," *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification,* vol. 131, pp. 70-83, 2018.

[14] M. Gambini and M. Vellini, "High Efficiency Cogeneration: Electricity from cogeneration in CHP Plants," *Energy Procedia,* vol. 81, pp. 430-439, 2015.

[15] S. Göktun and S. Özkaynak, "Performance parameters for the design of a solar-driven cogeneration system," *Energy,* vol. 26, pp. 57-64, 2001.

[16] C. A. Ferreira, L. M. Nunes, S. Teixeira and B. L. Martins, "Technical-economic evaluation of a cogeneration technology considering carbon emission savings," *International Journal of Sustainable Energy and Management,* vol. 2, pp. 33-46, 2014.

[17] O. A. Shaneb, G. Coates and P. C. Taylor, "Sizing of residential CHP systems," *Energy Build,* vol. 43, pp. 1991-2001, 2011.

[18] H. Ren, W. Gao and Y. Ruan, "Optimal sizing for residential CHP system," *Applied Thermal Engineering,* vol. 28, pp. 514-523, 2008.

[19] D. Yu, Y. Meng, G. Yan, G. Mu, D. Li and S. Le Blond, "Sizing combined heat and power units and domestic building energy cost optimisation," *energies,* vol. 10, pp. 1-17, 2017.

[20] G. Pepermans, J. Driesen, D. Haeseldonckx, R. Belmans and W. D'haeseleer, "Distributed generation: definition, benefits and issues," *Energy Policy,* vol. 33, pp. 787-798, 2005.

[21] R. Dickes, O. Dumont, J. Thiébauta, M. Orosz, A. Mueller and V. Lemort, "Experimental performance of a field of parabolic trough collectors for small-scale power generation," in *Proceedings of ecos 2018 - the 31st International Conference on Efficiency, Eost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy*, guimarães, portugal, 2018.

[22] H. Wang, W. Yin , E. Abdollahi, R. Lahdelma and W. Jiao, "Modelling and optimization of CHP based district heating system with renewable energy production and energy storage," *Applied Energy,* vol. 159, pp. 401-421, 2015.

[23] S. V. Vassilev, C. G. Vassileva and V. S. Vassilev, "Advantages and disadvantages of composition and properties of biomass in comparison with coal: An overview," *Fuel,* vol. 158, pp. 330-350, 2015.

[24] K. Bernotat and T. Sandberg, "Biomass fired small-scale CHP in Sweden and the Baltic States: a case study on the potential of clustered dwellings," *Biomass and Bioenergy,* vol. 27, pp. 521-530, 2004.

[25] L. I. Motta, T. N. Miranda and F. R. Regin, "Biomass gasification in fluidized beds: A review of biomass moisture content and operating pressure effects," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 94, pp. 998-1023, 2018.

[26] R. Saidur, E. A. Abdelaziz, A. Demirbas, M. S. Hossain and S. Mekhilef, "A review on biomass as a fuel for boilers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 15, pp. 2262-2289, 2011.

[27] A. Damien, La biomasse énergie : Définition, Resources et Usages, Paris: Dunod, 2008.

[28] K. Sartor, S. Quoilin and P. Dewallef, "Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network," *Applied Energy,* vol. 130, pp. 474-483, 2014.

[29] X. Deglise, "Les conversions thermochimiques du bois," *Rev. For. Fr.,* pp. 249-270, 1982.

[30] A. Evans, V. Strezov and T. J.Evans, "Sustainability considerations for electricity generation from biomass," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 14, pp. 1419-1427, 2010.

[31] K. Maniatis, Progress in Biomass Gasification: An Overview, vol. 1, Oxford: A. V. Bridgwater, 2008.

[32] A. Molinoa, S. Chianese and D. Musmarra, "Biomass gasification technology: The state of the art overview," *Journal of Energy Chemistry,* vol. 25, pp. 10-25, 2016.

[33] M. La Villetta, M. Costa and N. Massarotti, "Modelling approaches to biomass gasification: A review with emphasis on the stoichiometric method," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 74, pp. 71-88, 2017.

[34] S. Yang, . B. Li, J. Zheng and R. Ku, "Biomass-to-Methanol by dual-stage entrained flow gasification: Design and techno-economic analysis based on system modeling," *Journal of Cleaner Production,* pp. 1-37, 2018.

[35] S. Wang, G. Dai, H. Yang and Z. Luo, "Lignocellulosic biomass pyrolysis mechanism: A state-of-the-art review," *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 62, pp. 33-86, 2017.

[36] J. P. Wolf and Dong, 1 - Biomass combustion for power generation: an introduction, Philadelphia, USA: Woodhead Publishing, 2013.

[37] B. Aoun, "Micro combined heat and power operating on renewable energy for residential," Thèse de doctorat, France : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008.

[38] S. Brou, «Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des,» Thèse de doctorat, France: Université Paris Saclay, 2015.

[39] J. B. Bouvenot, «Etudes expérimentales et numériques de systèmes de micro cogénération couplés aux batiments d'habitation et au réseau électrique», INSA, France : Strasbourg, Thèse de doctorat, 2015.

[40] K. Sartor and P. Dewallef, "Integration of heat storage system into district heating networks fed by a biomass CHP plant," *Journal of Energy Storage,* vol. 15, pp. 350-358, 2018.

[41] M. Bianchi, A. De Pascale and F. Melino, "Performance analysis of an integrated CHP system with thermal and Electric Energy Storage for residential application," *Applied Energy,* vol. 112, pp. 928-938, 2013.

[42] P. Klimantos, N. Koukouzas, A. Katsiadakis and K. E, "Air-blown biomass gasification combined cycles (BGCC): System analysis and economic assessment," *Energy,* vol. 34, pp. 708-714, 2009.

[43] S. Murugan and B. Horák, "A review of micro combined heat and power systems for residential applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 64, pp. 144-162, 2016.

[44] B. Andlauer, "Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment," *Thèse de doctorat, Mines ParisTech,* 2011.

[45] G. Sridhar, V. H. Sridhar, S. Dasappa, J. P. Paul, N. D. Subbukrishna and K. S. N. Rajan, "Green electricity from biomass fuel producer gas engine," *14th European Biomass Conference,* p. 1489–1492, 2005.

[46] B. Buragohain, P. Mahanta and V. S. Moholkar, "Biomass gasification for decentralized power generation: The Indian perspective," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 14, pp. 73-92, 2010.

[47] F. Delattin, G. Di Lorenzo, S. Rizzoc, S. Bram and J. De Ruyck, "Combustion of syngas in a pressurized microturbine-like combustor: Experimental results," *Applied Energy,* vol. 87, pp. 1441-1452, 2010.

[48] D. Chiaramonti, A. Oasmaa and Y. Solantausta, "Power generation using fast pyrolysis liquids from biomass," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 11, pp. 1056-1086, 2007.

[49] A. Bianchini, M. Pellegrini and C. Saccani, "Thermoelectric Cells Cogeneration from Biomass Power Plant," *Energy Procedia,* vol. 45, pp. 268-277, 2014.

[50] F. Delattin, G. Di Lorenzo, S. Rizzo, S. Bram and J. De Ruycka, "Electrical performance analysis and economic evaluation of combined biomass cook stove thermoelectric (BITE) generator," *Bioresource Technology,* vol. 87, pp. 1441-1452, 2007.

[51] J. Kalina, M. Szega and M. Świerzewski, "Simulation based performance evaluation of biomass fired cogeneration plant with ORC," *Energy Procedia,* vol. 129, pp. 660-667, 2017.

[52] M. Uris, J. L. Ignacio and E. Arenas, "Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain," *Energy,* vol. 133, pp. 969-985, 2017.

[53] H. Damirchi, G. Najafi a, S. Alizadehnia, R. Mamat, N. A. C. C. Sidik, W. H. Azmi and M. M. Noor, "Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine," *Applied Thermal Engineering,* vol. 103, pp. 1460-1469, 2016.

[54] I. Arashnia, G. Najaf, B. Ghobadian, T. Yusaf, R. Mamat and M. Kettner, "Development of micro-scale biomass-fuelled CHP system using Stirling Engine," *Energy Procedia,* vol. 75, pp. 1108-1113, 2015.

[55] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. Fozao, P. Stouffs and J. Nganhou, "Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro-cogeneration systems," *Energy,* vol. 63, pp. 309-316, 2013.

[56] A. D. Peacock and M. Newborough, "Impact of micro-CHP systems on domestic sector CO2 emissions," *Applied Thermal Engineering,* vol. 25, pp. 2653-2676, 2005.

[57] M. Kimming, C. Sundberg, Å. Nordberg, A. Baky, S. Bernesson, O. Norén and A. P. Hansson, "Biomass from agriculture in small-scale combined heat and power plants – A comparative life cycle assessment," *Biomass and Bioenergy,* vol. 35, pp. 1572-1581, 2011.

[58] D. Maraver, A. Sin, J. Royo and F. Sebastián, "Assessment of CCHP systems based on biomass combustion for small-scale applications through a review of the technology and analysis of energy efficiency parameters," *Applied Energy,* vol. 102, pp. 1303-1313, 2013.

[59] E. Cardozo, C. Erlich, A. Malmquist and L. Alejo, "Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power," *Applied Thermal Engineering,* vol. 73, pp. 671-680, 2014.

[60] E. Monteiro, A. N. Moreira and S. Ferreira, "Planning of micro-combined heat and power systems in the Portuguese scenario," *Applied Energy,* vol. 86, pp. 290-298, 2009.

[61] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin and B. Desmet, "Dynamic modelling of the expansion cylinder of an open Joule cycle Ericsson engine: A bond graph approach," *Energy,* vol. 102, pp. 31-43, 2016.

[62] H. Hachem, M. Creyx, R. Gheith , E. Delacourt, C. Morin, F. Aloui and S. B. N. Ben Nasrallah, "Comparison Based on Exergetic Analyses of Two Hot Air Engines: A Gamma Type Stirling Engine and an Open Joule Cycle Ericsson Engine," *entropy,* vol. 17, pp. 7331-7348, 2015.

[63] M. Alaphilippe, S. Bonnet and P. Stouffs, "Low Power Thermodynamic Solar Energy Conversion: Coupling of a Parabolic Trough Concentrator and an Ericsson Engine," *International Journal of Thermodynamics,* vol. 10, pp. 37-45, 2007.

[64] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet and P. Peultier , "Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson engine," *Energy,* vol. 2013, pp. 229-239, 2013.

[65] C. Bang-Møller, M. Rokni and B. Elmegaard, "Exergy analysis and optimization of a biomass gasification, solid oxide fuel cell and micro gas turbine hybrid system," *Energy,* vol. 36, pp. 4740-4752, 2011.

[66] D. Pritchard, "Biomass Combustion Gas Turbine CHP," *ETSU B/U1/00679/00/REP,* pp. 1-42, 2002.

[67] J. W. P. Visser, A. S. Shakariyants and . M. Oostvee, "Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines,* vol. 133, pp. 42-50, 2011.

[68] A. González, R. J. Riba, R. Puig and P. Navarro, "Review of micro- and small-scale technologies to produce electricity and heat from Mediterranean forests' wood chips," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 43, pp. 143-155, 2015.

[69] D. Pritchard, "Biomass combustion gas turbine CHP," Talbott's Heating Ltd, United Kingdom, 2002.

[70] F. S, Y. Yoo and F. Hamdullahpur , "Effects of fuel processing methods on industrial scale biogas-fuelled solid oxide fuel cell system for operating in wastewater treatment plants," *Journal of Power Sources,* vol. 195, pp. 1446-1453, 2010.

[71] I. V. Yentekaki, T. Papadam and G. Goula, "Electricity production from wastewater treatment via a novel biogas-SOFC aided process," *Solid State Ionics,* vol. 179, pp. 1521-1525, 2008.

[72] H. Xu, Z. Dang et B.-F. Baia, «Analysis of a 1 kW residential combined heating and power system based on solid oxide fuel cell,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 50, pp. 1101-1110, 2013.

[73] T. Elmer , M. Worall, S. Wu and B. S. Riffat, "Fuel cell technology for domestic built environment applications: State of-the-art review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 42, pp. 913-931, 2015.

[74] V. Dorer, R. Weber and A. Weber, "Performance assessment of fuel cell micro-cogeneration systems for residential buildings," *Energy and Buildings,* vol. 37, pp. 1132-1146, 2005.

[75] L. Hao, G. Qiu, Y. Shao , F. Daminabo and S. B. Riffat, "Preliminary experimental investigations of a biomass-fired micro-scale CHP with organic Rankine cycle," *International Journal of Low-Carbon Technologies,* vol. 5, pp. 81-87, 2010.

[76] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu and S. B. Riffat, "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications," *Fuel,* vol. 96, pp. 374-382, 2012.

[77] A. Algieri and P. Morrone, "Energetic analysis of biomass-fired ORC systems for micro-scale combined heat and power (CHP) generation. A possible application to the Italian residential sector," *Applied Thermal Engineering,* vol. 71, pp. 751-759, 2014.

[78] J. Fischer, "Technologies for small scale biomass CHP-plants - an actual survey," in *Risoe international energy conference*, Roskilde (Denmark), 2003.

[79] J. Koppejan and S. Van Loo, The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing, London: Routledge, 2012.

[80] A. I. Calvo, C. L. Tarelho, C. A. Alves, M. Duarte and T. Nunes, "Characterization of operating conditions of two residential wood combustion appliances," *Fuel Processing Technology,* vol. 126, p. 222–232, 2014.

[81] M. Markovic, E. A. Bramer and G. Brem, "Experimental investigation of wood combustion in a fixed bed with hot air," *Waste Management,* vol. 34, pp. 49-62, 2014.

[82] S. B. Kang, J. J. Kim, K. S. Choi, B. S. Sim and H. Y. Oh, "Development of a test facility to evaluate performance of a domestic wood pellet boiler," *Renewable Energy,* vol. 54, pp. 2-7, 2013.

[83] M. A. Gómez, J. Porteiro, D. De la Cuesta, D. Patiño and J. L. Miguez, "Dynamic simulation of a biomass domestic boiler under thermally thick considerations," *Energy Conversion and Management,* vol. 140, pp. 260-272, 2017.

[84] M. A. Gómez, J. Porteiro, . D. Patiño and D. Míguez, "Eulerian CFD modelling for biomass combustion. Transient simulation of an underfeed pellet boiler," *Energy Conversion and Management,* vol. 101, pp. 666-680, 2015.

[85] E. Carlon, M. Schwarz, L. Golicza, V. K. Verma, A. Prada, M. Baratieri, W. Haslinger and C. Schmidl, "Efficiency and operational behaviour of small-scale pellet boilers installed in residential buildings," *Applied Energy,* vol. 155, p. 854–865, 2015.

[86] V. K. Verma, S. Bram, G. Gauthier and J. De Ruyck, "Performance of a domestic pellet boiler as a function of operational loads: Part-2," *biomass and bioenergy,* vol. 35, pp. 272-279, 2011.

[87] C. Li, K. Toupin, B. Donaldson and B. Donaldson, "Biomass boiler energy conversion system analysis with the aid of exergy-based methods," *Energy Conversion and Management,* vol. 103, pp. 665-673, 2015.

[88] B. Monteleone, M. Chiesa, R. Marzuoli, V. K. Verma, M. Schwarz, E. Carlon, C. Schmidl and A. Ballarin Denti, "Life cycle analysis of small scale pellet boilers characterized by high efficiency and low emissions," *Applied Energy,* vol. 155, pp. 160-170, 2015.

[89] L. Rector, P. J. Miller, S. Snook and M. Ahmadi, “Comparative emissions characterization of a small-scale wood chip-fired boiler and an oil-fired boiler in a school setting,” *Biomass and Bioenergy,* vol. 107, pp. 254-260, 2017.

[90] S. Ghafghazi, T. Sowlati, S. Sokhansanj, X. Bi and S. Melin, "Particulate matter emissions from combustion of wood in district heating applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 15, pp. 3019-3028, 2011.

[91] H. Wiinikka and R. Gebart, "Critical Parameters for Particle Emissions in Small-Scale Fixed-Bed Combustion of Wood Pellets," *Energy&Fuels,* vol. 18, pp. 897-907, 2004.

[92] H. Wiinikka, "High temperature aerosol formation and emission minimisation during combustion of wood pellets," Doctoral thesis, Sweden, 2005.

[93] W. J. Smith, S. Morrin and D. J. Timoney, "Effect of operating condition on the particulate matter emission factor for a domestic biomass boiler," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy,* vol. 225, pp. 614-618, 2011.

[94] M. Mohon Roy, A. Dutta and K. Corscadden, "An experimental study of combustion and emissions of biomass pellets in a prototype pellet furnace," *Applied Energy,* vol. 108, p. 298–307, 2013.

[95] G. Caposciutti and M. Antonelli, "Experimental investigation on air displacement and air excess effect on CO, CO2 and NOx emissions of a small size fixed bed biomass boiler," *Renewable Energy,* vol. 116, pp. 795-804, 2018.

[96] M. Buchmayr, J. Gruber, M. Hargassner and C. Hochenauer, "Experimental investigation of the primary combustion zone during staged combustion of wood-chips in a commercial small-scale boiler," *Biomass and Bioenergy,* vol. 81, pp. 356-363, 2015.

[97] M. Creyx , E. Delacourt, C. Morin, S. Lalot and B. Desmet, "Energetic and exergetic analysis of a heat exchanger integrated in a solid biomass-fuelled Micro-CHP system with an Ericsson engine," *Entropy,* vol. 18, pp. 1-17, 2016.

[98] N. Razmjoo, H. Sefidari and M. Strand, "Characterization of hot gas in a 4 MW reciprocating grate boiler," *Fuel Processing Technology,* vol. 124, pp. 21-27, 2014.

[99] D. Aquaro and M. Pieve, "High temperature heat exchangers for power plants: Performance of advanced metallic recuperators," *Applied Thermal Engineering,* vol. 27, p. 389–400, 2007.

[100] J. Sandberg, R. B. Fdhila, E. Dahlquist and A. Avelin, "Dynamic simulation of fouling in a circulating fluidized biomass-fired boiler," *Applied Energy,* vol. 88, pp. 1813-1824, 2011.

[101] J. Sandberg, C. Karlsson and R. B. Fdhila, "A 7 year long measurement period investigating the correlation of corrosion, deposit and fuel in a biomass fired circulated fluidized bed boiler," *Applied Energy,* vol. 88, pp. 99-110, 2011.

[102] Y. Niu, H. Tan and S. Hui, "Ash-related issues during biomass combustion: Alkali-induced slagging, silicate melt-induced slagging (ash fusion), agglomeration, corrosion, ash utilization, and related countermeasures," *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 52, pp. 1-61, 2016.

[103] L. Fu, P. Liu and G. Li, "Numerical investigation on ash fouling characteristics of flue gas heat exchanger," *Applied Thermal Engineering,* vol. 123, pp. 891-900, 2017.

[104] E. Podesser, «Electricity production in rural villages with a biomass Stirling engine,» *Renewable Energy,* vol. 16, pp. 1049-1052, 1999.

[105] H. P. Nielsena, F. J. Frandsen, K. Dam-Johansen and L. L. Baxter, "The implications of chlorine-associated corrosion on the operation of biomass-fired boilers," *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 26, pp. 283-298, 2000.

[106] B. J. Skrifvars, R. Backman, M. Hupa, K. Salmenoja and E. Vakkilainen, "Corrosion of superheater steel materials under alkali salt deposits Part 1: The effect of salt deposit composition and temperature," *Corrosion Science,* vol. 50, pp. 1274-1282, 2008.

[107] Y. Niu, J. Hua and H. Fan, "Optimization of solution heat exchanger of AHP in flue gas waste heat recovery," *Procedia Engineering,* vol. 205, pp. 477-484, 2017.

[108] P. Ďurčanský, R. Lenhard and J. Jandačka, "Comparison of mathematical models for heat exchangers of unconventional CHP units," *Acta Polytechnica,* vol. 55, p. 223–228, 2015.

[109] N. P. Komninos and E. D. Rogdakis, "Numerical investigation into the effect of compressor and expander valve timings on the performance of an Ericsson engine equipped with a gas-to-gas heat exchanger," *Energy,* vol. 163, pp. 1077-7092, 2018.

[110] K. A. Al-attab and Z. A. Zainal, "Performance of high-temperature heat exchangers in biomass fuel powered externally fired gas turbine systems," *Renewable Energy,* vol. 35, pp. 913-920, 2010.

[111] G. Xiao, T. Yang, H. Liu, D. Ni, M. L. Ferrari, M. Li, Z. Luo, K. Cen and M. Ni, "Recuperators for micro gas turbines: A review," *Applied Energy,* vol. 197, pp. 83-99, 2017.

[112] S. K. Kær, "Straw combustion on slow-moving grates—a comparison of model predictions with experimental data," *Biomass and Bioenergy,* vol. 28, pp. 307-320, 2005.

[113] R. Bauer, M. Gölles, T. Brunner, N. Dourdoumas and I. Obernberger, "Modelling of grate combustion in a medium scale biomass furnace for control purposes," *Biomass and Bioenergy,* vol. 34, pp. 417-427, 2010.

[114] C. Yin, L. Rosendahl, S. K. Kær, S. Clausen, S. L. Hvid and T. Hille, "Mathematical modeling and experimental study of biomass combustion in a thermal 108 mw grate-fired boiler," *Energy&Fuels,* vol. 22, pp. 1380-1390, 2008.

[115] H. Khodaei, Y. M. Al-Abdeli, F. Guzzomi and G. H. Yeoh, "An overview of processes and considerations in the modelling of fixed-bed biomass combustion," *Energy,* vol. 88, pp. 946-972, 2012.

[116] K. Alanne, T. Laukkanen, K. Saari and J. Jokisalo, "Analysis of a wooden pellet-fueled domestic thermoelectric cogeneration system," *Applied Thermal Engineering,* vol. 63, pp. 1-10, 2014.

[117] Y. B. Yang, R. Newman, V. Sharifi, J. Swithenbank and J. Ariss, "Mathematical modelling of straw combustion in a 38 MWe power plant furnace and effect of operating conditions," *Fuel,* vol. 86, pp. 129-142, 2007.

[118] V. K. Verma, S. Bram, F. Delattin and J. de Ruyck, "Real life performance of domestic pellet boiler technologies as a function of operational loads: A case study of Belgium," *Applied Energy,* vol. 101, pp. 357-362, 2013.

[119] K. J. Åström and R. D. Bell, "Simple Drum-Boiler Models," *IFAC Proceedings Volumes,* vol. 21, pp. 123-127, 1988.

[120] M. Tognoli and B. Najafi, "Dynamic modelling and optimal sizing of industrial fire-tube boilers for various demand profiles," *Applied Thermal Engineering,* vol. 132, p. 341–351, 2018.

[121] E. Carlon, V. K. Verma, M. Schwarz, L. Golicza, A. Prada, M. Baratieri, W. Haslinger and C. Schmidl, "Experimental validation of a thermodynamic boiler model under steady state and dynamic conditions," *Applied Energy,* vol. 138, pp. 505-516, 2015.

[122] M. M. Abdulmoneim, M. A. Aboelela and H. T. Dorrah, "Hybrid modeling using power plant and controlling using fuzzy P+ID with application," *International Journal of Advances in Engineering & Technology,* vol. 4, pp. 42-53, 2012.

[123] A. Nur Aziz, Y. Y. Nazaruddin, P. Siregar and Y. Bindar, "Structured Mathematical Modeling of Industrial Boiler," *Journal of Engineering and Technological Sciences,* vol. 46, pp. 102-122, 2014.

[124] H. M. Paynter, Analysis and design of engineering systems : class notes for M.I.T. course, Cambrige, Massachusetts: University of Michigan, 1961.

[125] D. Karnopp and R. C. Rosenberg , System Dynamics: A Unified Approach, John Wiley & Sons Inc, 1975.

[126] J. Thoma and B. Ould Bouamama, Modelling and simulation in thermal and chemical Engineering. A Bond Graph Approach, Springer, 2000.

[127] R. Thakar, S. Bhosle et S. Lahane, «Design of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Exhaust Gas of Diesel Engine,» *Procedia Manufacturing,* vol. 20, pp. 372-376, 2018.

[128] E. Alakangas, "EUBIONET3," *New European Pellets Standards,* pp. 1-17, 2011.

[129] K. N. Marsh, Recommended Reference Materials for the Realization of Physicochemical Properties, Oxford: Blackwell Scientific Publ, 1987.

[130] A. Asthana, P. Sessiecq, F. Patisson et D. Ablitzer, «Modélisation de la formation des NOx dans le lit d'un incinérateur d'ordures ménagères à grille», *Recents progrès en genie des procedes,* vol. 96, pp. 1-8, 2007.

[131] J. A. Miller and C. . T. Bowman, "Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion," *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 15, pp. 287-338, 1989.

[132] C. P. Fenimore, "Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames," *Symposium (International) on Combustion,* vol. 13, pp. 373-380, 1971.

[133] A. Williams, J. M. Jones, L. Ma and M. Pourkashanian, "Pollutants from the combustion of solid biomass fuels," *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 38, pp. 113-137, 2012.

[134] I. Obernberger, T. Brunner and G. Bärnthaler, "Chemical properties of solid biofuels—significance and impact," *Biomass and Bioenergy,* vol. 30, pp. 973-982, 2006.

[135] M. Hupa, O. Karlström and E. Vainio, "Biomass combustion technology development – It is all about chemical details," *Proceedings of the Combustion Institute,* vol. 36, p. 113–134, 2017.

[136] COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION, "Chaudières de chauffage central et brûleurs à combustibles liquides," Association Française de Normalisation (AFNOR), Bruxelles, 2012.

[137] K. L. Bignal, S. Langridge and J. Z. Zhou, "Release of polycyclic aromatic hydrocarbons, carbon monoxide and particulate matter from biomass combustion in a wood-fired boiler under varying boiler conditions," *Atmospheric Environment,* vol. 42, pp. 8863-8871, 2008.

[138] T. C. Merkel, H. Lin, X. Wei and R. Baker, "Power plant post-combustion carbon dioxide capture: An opportunity for membranes," *Journal of Membrane Science,* vol. 359, pp. 126-139, 2010.

[139] H. Liu, J. Chaney, J. Li and C. Sun, "Control of NOx emissions of a domestic/small-scale biomass pellet boiler by air staging," *Fuel,* vol. 103, pp. 792-798, 2013.

[140] M. Mladenović, M. Paprika and A. Marinković, "Denitrification techniques for biomass combustion," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 82, pp. 3350-3364, 2018.

[141] G. Caposciutti, F. Barontini, M. Francesconi and M. Antonelli, "Experimental investigation on the fixed bed of a small size biomass boiler," *Energy Procedia,* vol. 142, pp. 468-473, 2017.

[142] J. F. Broenink, "20-SIM software for hierarchical bond-graph/block-diagram models," *Simulation Practice and Theory,* vol. 7, pp. 481-492, 1999.

[143] R. H. Winterton, «Where did the Dittus and Boelter equation come from?,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 41, pp. 809-810, 1998.

[144] V. Gnielinski, "Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Concentric Annular Ducts," *Heat Transfer Eng,* vol. 30, pp. 431-436, 2009.

[145] M. Bahador and B. Sundén, "Investigation on the effects of fly ash particles on the thermal radiation in biomass fired boilers," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 51, p. 2008, 2411-2417.

[146] B. E. Poling , J. M. Prausnitz and J. P. O'Connell , The Properties of Gases and Liquids, Fifth Edition, Virginia: The McGraw-Hill Companies, 2001.

[147] F. J. Krieager, "Calculation of the viscosity gas mixtures," *The RAND Corporation,* Vols. RM-649, pp. 1-11, 1951.

[148] D. R. Stull and H. Prophet, JANAF Thermochemical Tables, Washington: DEFENSE TECHNICAL INFORMATION CENTER, 1971, pp. 1856-1985.

[149] V. Rajaraman, Computer oreinted numerical methods - Third Edition, New Delhi: Prentice-Hall of India, 2006.

[150] A. Najafi-Yazdi and L. Mongeau, "A low-dispersion and low-dissipation implicit Runge–Kutta scheme," *Journal of Computational Physics,* vol. 233, pp. 315-323, 2013.

[151] M. A. Akanbi, S. A. Okunuga and A. B. Okunuga, "Runge-Kutta Schemes for Solving Electrical Network Problems," *Journal Sci. Res. Dev.,* vol. 6, pp. 31-44, 2001.

[152] D. Kim and D. Stanescu, "Low-storage Runge–Kutta methods for stochastic differential equations," *Applied Numerical Mathematics,* vol. 58, pp. 1479-1502, 2008.

[153] A. Skreiberg, Ø. Skreiberg, J. Sandquist and L. Sørum, "TGA and macro-TGA characterisation of biomass fuels and fuel mixtures," *Fuel,* vol. 90, pp. 2182-2197, 2011.

[154] R. Sharma and P. N. Shethb, "Multi reaction apparent kinetic scheme for the pyrolysis of large size biomass particles using macro-TGA," *Energy,* vol. 151, pp. 1007-1017, 2018.

[155] N. Sousa and J. L. Azevedo, "Model simplifications on biomass particle combustion," *Fuel,* vol. 184, pp. 948-956, 2016.

[156] M. Romana, E. Bobasu and D. Selisteanu, "Modelling of biomass combustion process," *Energy Procedia,* vol. 2011, pp. 432-440, 2011.

[157] F. Mameri, E. Delacourt, M. Lippert, C. Morin, Modélisation 0D et caractérisation expérimentale d'une chaudière biomasse. Revista Termotehnica, 2, 2016, ISSN-L 1222-4057. Online: ISSN 2247-1871.

[158] M. Creyx, « Étude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson », Université de Valenciennes et de Hainaut Combrésis, France : Valenciennes, Thèse de doctorat, 2014.

[159] G. Xiao, T. Yang , H. Liu, D. Ni, L. M. Ferrari, M. Li , Z. Luo, K. Cen and M. Ni, "Recuperators for micro gas turbines: A review," *Applied Energy,* vol. 197, pp. 83-99, 2017.

[160] B. Launder and D. B. Spalding, Lectures in Mathematical Models of Turbulence, New York: Academic Press, 1972.

[161] E. Rathakrishnan, Gas Tables. Revised Edition, India: Universities Press (India) Private Limited, 2004.

[162] M. P. Mukesh and K. M. Watt, "Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube—a review," *Int. J. Mech. Eng.,* vol. 4, p. 2015, 2015.

[163] A. K. Samantaray et B. O. Bouamama, Model-based process supervision: a bond graph approach, Springer, 2008.

[164] D. C. Karnopp, D. L. Margolis and R. C. Rosenberg, System dynamics: Modeling and Simulation of Mechatronic Systems, 5th Sdition, Wiley, 2012.

[165] D. Karnopp and S. Azarbaijani, "Pseudo Bond Graphs for generalized compartmental models in engineering and physiology," *Journal of the Franklin Institute,* vol. 312, pp. 95-108, 1981.

[166] M. Delgado, C. Heny and D. Simanca, "Pseudo-bond graph model and simulation of a continuous stirred tank reactor," *Journal of the Franklin Institute,* vol. 337, pp. 21-42, 2000.

[167] W. Borutzky, Bond Graph methodology: Development and Analysis of Multidisciplinary Dynamic System Models, London: Springer-Verlag, 2010.

[168] B. Ould Bouamama et G. Dauphin-Tanguy, «Modélisation par Bond Graph : Application aux systèmes énergétiques,» *Techniques de l'ingénieur,* pp. 1-16, 2006.

[169] R. C. Reid, J. M. Prausnitz and B. E. Poling, The properties of gases and liquids. 4th Edition, New York: McGraw-Hill Inc, 1987.

[170] A. Eucken, "On the thermal conductivity of several gases," *Z. Phys.,* vol. 14, pp. 324-332, 1913.

[171] M. W. Chase, NIST-JANAF Themochemical Tables, Fourth Edition, Gaithersburg, USA: American Institute of Physics, 1998.

[172] D. E. Dean and L. I. Stiel, "The viscosity of nonpolar gas mixtures at moderate and high pressures," *A.I.Ch.E Journal,* vol. 11, pp. 526-532, 1965.

[173] M. Quintanilla, F. Lanzetta, S. Begot, P. Ranc, « Modélisation thermodynamique d'un moteur Ericsson en cycle ouvert », 26ème Congrès Français de Thermique "Thermique et Sciences de l'Information", Pau, France, pp. 309 – 316, 2018.

[174] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P.Stouffs, « Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine », *International Journal of Thermal Sciences,* vol 44, pp. 1161-1168, 2005.

[175] D. Erol, H. Yaman, B. Doğan, «A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines », *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol 78, pp. 1044-1067, 2017.

Annexe 1 : Généralités sur la modélisation Bond Graph

Avant de commencer la modélisation de tout système physique, il est important de définir le but et la portée du modèle afin que les caractéristiques du système soient bien suivies, tout en ayant un modèle performant pour bien reproduire le système réel avec un temps de calcul réduit.

1. La modélisation dynamique 0D

Par définition, la lettre « D » se ramène à une dimension spatiale. Un modèle 0D peut être donc décrit par un système d'équations différentielles, dont la seule variable est le temps. Ce qui explique pourquoi les modèles 0D sont souvent représentés sous la forme de réseaux, par analogie avec les circuits électriques. Pour les modèles 0D, la plupart des propriétés sont calculées en moyenne sur le volume total de la zone considérée et aucune information spatiale n'est disponible. L'implication de la variable dimension spatiale permet d'introduire alors les modèles 1D, 2D et 3D. La qualité de ce type de modélisation nécessite un savoir-faire, aussi bien de la discipline du système à modéliser que de la qualité de la caractérisation recommandée afin d'obtenir un modèle performant capable de reproduire fidèlement la réalité. En effet, la complexité d'un modèle 0D varie en fonction du système à reproduire mais aussi de la prestation désirée. Le degré de complexité peut varier d'un modèle mathématique simple à un modèle phénoménologique incluant la physique des phénomènes au travers d'équations d'état ou de transport réduites. De plus, dans chacune des familles de modèle 0D il existe des niveaux de description qui sont fonction de la prestation requise.

2. Le langage Bond Graph

Le langage Bond Graph est un formalisme qui permet de modéliser le comportement dynamique des systèmes impliquant plusieurs domaines physiques [163, 126, 124]. Il a été défini initialement en 1961 au MIT par Paynter [164], puis introduit en Europe dans les années 1970. C'est un outil performant pour la compréhension et l'analyse du comportement dynamique des systèmes physiques. Par sa structure graphique et les formulations mathématiques simplifiées, il offre une facilité d'interprétation des phénomènes et processus se produisant au sein du système. La modélisation en Bond Graph représente l'échange de puissance entre deux entités physiques.

Ainsi, il offre une représentation graphique des phénomènes physiques et de leurs interactions dans les systèmes dynamiques étudiés. Les modèles des systèmes impliquant

différents domaines (électrique, mécanique, hydraulique, acoustique, et thermodynamique) peuvent être construits à partir du même ensemble de primitives. Les modèles Bond Graphs regroupent la conservation de l'énergie et la continuité de la puissance au sein des systèmes physiques.

Cette méthode permet d'afficher d'une manière explicite la nature des échanges de puissance tel que le stockage, la transformation ou la dissipation d'énergie. Il est nécessaire de définir la façon dont la puissance est calculée pour chaque domaine. Les transferts de puissance sont modélisés par une demi-flèche (*cf.* Figure 86) dont le sens indique le signe positif de la puissance P_e. Cette puissance est définie comme étant le produit de deux variables Bond Graph qui sont l'effort « *e(t)* » et le flux « *f(t)* » :

$$P_e(t)=e(t)\times f(t) \tag{56}$$

Deux autres variables peuvent être définies, le moment *p(t)* et le déplacement *q(t)*. Ces deux variables sont appelées variables d'énergie, telles que :

$$p(t)=p(0)+\int_0^t e(t)\,dt \text{ et } q(t)=q(0)+\int_0^t f(t)\,dt \tag{57}$$

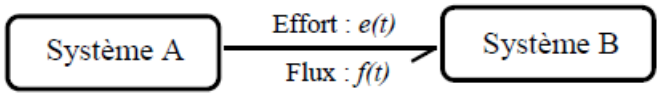


Figure 86 : Schéma Bond Graph

Ces variables de puissance sont liées l'une à l'autre par des paramètres physiques. Le choix de ces variables dépend du domaine physique concerné.

3. Variables Bond Graph

L'outil Bond Graph est pluridisciplinaire. Ainsi, des variables de puissance et d'énergie sont définies pour chaque domaine. Le Tableau 22 donne le sens physique des variables généralisées correspondant à chaque domaine technique.

Domaine	Effort *e*	Flux *f*	Moment *p*	Déplacement *q*
Electrique	Tension (V)	Courant (A)	Impulsion (V/s) ou flux magnétique (Wb)	Charge q en (C)

Magnétique	Force magnétomotrice	Dérivée du flux magnétique		Flux magnétique (Wb)
Mécanique en translation	Force (N)	Vitesse de translation (m/s)	Impulsion ou moment (N.m)	Elongation (m)
Mécanique en rotation	Couple (Nm)	Vitesse angulaire (rad/s)	Moment angulaire (N.m.s)	Angle (rad)
Thermodynamique	Température (K)	Flux d'entropie (J/K.s)		Entropie (J/K)
Hydraulique	Pression (Pa)	Débit volumique (m^3/s)	Impulsion de pression ($N.s/m^2$)	Volume (m^3)
Chimique	Potentiel chimique (J/mol)	Flux molaire (mol/s)		Nombre de moles (mol)

Tableau 22 : Variables généralisées en Bond Graph pour quelques domaines

Les modèles établis en Bond Graph sont bien adaptés à la modélisation hiérarchique, il est donc possible de développer un ensemble de composants physiques indépendants qui peuvent être couplés pour créer un modèle du système global. Une telle approche modulaire permet des modèles explicites, faciles à comprendre, et qui peuvent être modifiés d'une manière rapide et efficace.

4. Pseudo Bond Graph

Les systèmes thermodynamiques peuvent être modélisés par une analogie électrique. L'écart de température est analogue à la tension et le flux de chaleur (ou le flux d'enthalpie) est analogue au courant. Il s'ensuit que les éléments résistif et capacitif, les jonctions et les sources sont utilisés. Cependant, le produit température-flux de chaleur ne représente pas une puissance. Par conséquent, on est amené à utiliser l'outil « Pseudo » Bond Graph qui obéit aux mêmes règles que l'outil Bond Graph mais en utilisant des variables dont le produit $(e \times f)$ n'est pas une puissance. Le modèle ainsi développé peut-être couplé avec un modèle Bond Graph.

L'avantage principal du modèle Pseudo Bond Graph est qu'il facilite la modélisation des systèmes thermodynamiques en utilisant des variables conservatives contrairement au vrai Bond Graph [165, 166]. Dans le domaine thermique, il est possible d'utiliser le flux de chaleur ou d'enthalpie au lieu de flux d'entropie qui n'est pas conservatif et pour le domaine hydraulique, où la masse volumique varie, il est possible d'utiliser le débit masse qui est dans ce cas, une variable conservative. Ceci, rend la comparaison avec les mesures plus pratique.

Borutzky [167] a indiqué le choix des variables qui peut être fait lorsque l'outil Pseudo Bond Graph est utilisé pour la modélisation des systèmes hydrauliques et thermodynamiques (*cf.* Tableau 23).

Variables	Domaines		
	Hydraulique	Thermodynamique	
Effort	pression P (Pa)	différence de température ΔT (K)	différence de température ΔT (K)
Flux	débit massique $\dot{m}$ (kg/s)	flux de chaleur $\dot{Q}$ (J/s)	flux d'enthalpie $\dot{H}$ (J/s)

Tableau 23 : Variables d'effort et de flux en langage Pseudo Bond Graph

5. Eléments Bond Graph

Il existe deux familles d'éléments Bond Graph, la première concerne des éléments basiques à un port et la deuxième regroupe des éléments à multiports. Les éléments Bond Graph à 1-port, se divisent à leur tour à deux catégories : éléments passifs (R, C et I) et éléments actifs (*Se* et *Sf*).

Eléments à 1-port passifs

Il s'agit des éléments passifs R, C et I qui reçoivent de la puissance (la demi-flèche est orientées vers l'unique port de ces éléments) et des éléments actifs *Se* et *Sf* qui fournissent de la puissance (la demi-flèche est orientée sortante de l'unique port de ses éléments). La description de ces éléments a été restreinte aux domaines hydrauliques et thermiques dans la suite de ce document. Car ce sont les seuls domaines qui interviennent dans les systèmes thermo-fluides.

L'élément résistif R : est un élément dont les deux variables Bond Graph, l'*effort* et le *flux* sont liés par une fonction (*cf.* équation (58)).

$$e = \phi_R(f) \text{ ou } f = \phi_R^{-1}(e) \tag{58}$$

Cet élément représente le phénomène de dissipation de l'énergie. Pour le domaine thermique, il peut représenter les résistances thermiques (conductive, convective et radiatives, pour le domaine hydraulique, les pertes de charges. Sa représentation graphique est donnée sur la Figure 87 :

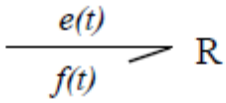


Figure 87 : Représentation graphique de l'élément R

Les deux procédés physiques modélisés dans cette thèse, à savoir, la chaudière biomasse et l'échangeur de chaleur, sont des systèmes thermo-fluides faisant intervenir deux domaines physiques : la thermique et l'hydraulique. Le Tableau 24 montre la représentation graphique de l'élément R à 1-port et la fonction mathématique associée pour les deux domaines évoqués.

Domaine	Thermique	Hydraulique
Représentation graphique	$\frac{\Delta T}{\dot{S}}$ R	$\frac{P}{\dot{V}}$ R
Fonction constitutive (*e*=R.*f*)	$\Delta T = R.\ \dot{Q}$ (fonction non linéaire)	$\Delta P = R.\ \dot{V}$ (fonction non linéaire)

Tableau 24 : Elément R à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique

Pour le domaine thermique, la fonction de la résistance R reliant la différence de température ΔT au flux de chaleur $\dot{Q}$ est la résistance conductive, convective ou/et radiative. Pour une paroi plane d'épaisseur e ayant une surface d'échange S où la dissipation unidirectionnelle de la chaleur se fait par conduction, la loi de Fourier est donnée par :

$$\dot{Q} = \frac{\lambda\ S\ \Delta T}{e} \qquad (59)$$

avec λ la conductivité thermique du matériau (W/m.K), ΔT la différence de température calculée par l'élément R 1-port. La résistance thermique R est donnée par la relation suivante :

$$R_{cd} = \frac{e}{\lambda S} \qquad (60)$$

La résistance thermique de conduction R_{cd} d'un élément cylindrique de longueur L, de rayon interne r_1 et externe r_2 s'écrit :

$$R_{cd} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L} \quad (61)$$

Dans le cas d'un transfert de chaleur par convection, la résistance est obtenue par :

$$R_{cv} = \frac{1}{hA} \quad (62)$$

avec h le coefficient de convection thermique (W/m².K).

L'élément capacitif C **:** est un élément à 1-port reliant l'effort e(t) au déplacement généralisé q(t) (*cf.* équation (63)).

$$q = \phi_C(e) \text{ ou } e = \phi_C^{-1}(q) \quad (63)$$

Dans le domaine thermique, l'élément C représente le stockage d'énergie. Cet élément peut représenter les accumulateurs de chaleur, la capacité électrique, etc. Sa représentation graphique est donnée sur la Figure 88 :

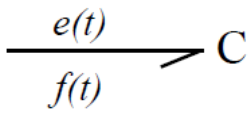


Figure 88 : Représentation graphique de l'élément C

Le Tableau 25 montre la représentation graphique pour les deux domaines thermique et hydraulique.

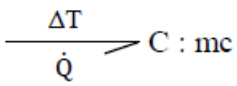
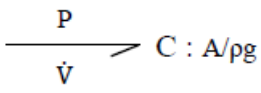
Domaine	Thermique	Hydraulique
Représentation graphique		
Fonction constitutive (*e=q/C*)	ΔT = Q/mc (fonction linéaire)	ΔP = (ρg/A).V̇ (fonction linéaire)

Tableau 25 : Elément C à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique

avec :

m : la masse du fluide (kg), c : chaleur spécifique du fluide (W/kg.K), ρ : la masse volumique (kg/m^3), g : la pesanteur (m²/s), A : surface libre du fluide (m²), P : la pression (Pa), T : la température (K), $\dot{V}$: le débit volume (m^3/s) et Q : le flux de chaleur (W) qui peut s'écrire :

$$Q = \int \dot{Q}\, dt \tag{64}$$

et le volume V peut s'écrire :

$$V = \int \dot{V}\, dt \tag{65}$$

L'élément inertiel I **:** est un élément caractérisé par une fonction liant le flux au moment généralisé (*cf.* équation (78)). Il modélise l'inertie du système. L'élément I représente les pertes de charge dans les systèmes hydrauliques. Pour le domaine thermique, cet élément est inexistant.

$$p = \phi_I(f) \text{ ou } f = \phi_I^{-1}(p) \tag{66}$$

Sa présentation graphique est donnée sur la Figure 89 :

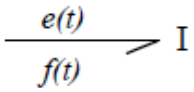


Figure 89 : Représentation graphique de l'élément I

Dans le domaine hydraulique, la constante (ρL/A) constitue la fonction qui lie la fonction intégrale de la pression P au débit volumique $\dot{V}$ (*cf.* Tableau 26).

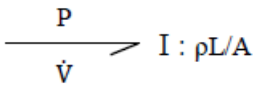
Domaine	Thermique	Hydraulique
Représentation graphique	Pas d'élément inertiel en thermique	
Fonction constitutive (*f=p/I*)	-	$\int P dt = \left(\frac{\rho L}{A}\right).\dot{V}$ (fonction linéaire)

Tableau 26 : Elément I à 1-port pour les domaines thermique et hydraulique

La Figure 90 illustre la relation entre les quatre variables Bond Graph et les éléments à 1-port :

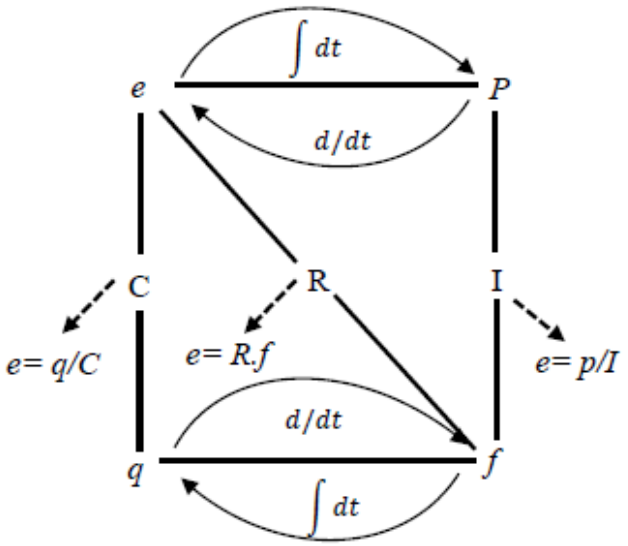


Figure 90 : Relations entre les variables Bond Graph et les éléments à 1-port

Eléments à 1-port actifs

Les éléments à 1-port actifs utilisés dans la modélisation Bond Graph sont la source d'*effort Se* et la source de *flux Sf*. Ces deux éléments fournissent de la puissance aux systèmes de manière respective, l'effort par l'élément *Se* et le flux par l'élément *Sf*. Leurs représentations graphiques respectives sont données comme suit :



Le Tableau 27 présente les éléments sources pour quelques domaines physiques.

Domaine	Thermique	Hydraulique
Représentation graphique	Se : T $\xrightarrow[\dot{Q}]{T}$ Sf : $\dot{Q}$ $\xrightarrow[\dot{Q}]{T}$	Se : P $\xrightarrow[\dot{V}]{P}$ Sf : $\dot{V}$ $\xrightarrow[\dot{V}]{P}$
Fonction constitutive	$Se: \begin{cases} e(t) \text{ fixé comme donnée d'entrée} \\ f(t) \text{ dépend du fonctionnment du système} \end{cases}$ $Sf: \begin{cases} e(t) \text{ dépend du fonctionnment du système} \\ f(t) \text{ fixé comme donnée d'entrée} \end{cases}$	

Tableau 27 : Eléments Se et Sf pour les domaines thermique et hydraulique

Dans le cas où il est besoin de varier l'effort ou le flux fournis par les éléments sources, on utilise les éléments sources « modulés » que l'on désigne par *MSe* et *MSf*.

Eléments à deux ports

Les éléments à 2-ports sont introduits quand les éléments 1-port sont incapables de modéliser certains composants physiques. Ces éléments conservent la puissance. Les éléments à 2-ports les plus répondus sont : le transformateur TF, le gyrateur GY, l'élément C à 2-ports et l'élément R à 2-ports. C'est ce dernier qui nous intéresse car il a été utilisé lors de la modélisation de la chaudière et de l'échangeur.

Dans les systèmes thermo-fluides, l'élément R à 2-ports peut être utilisé pour modéliser l'écoulement d'un fluide dans une conduite dans laquelle les pertes de charge et de chaleur ne sont pas négligeables. Le double lien de puissance est donc employé pour représenter les systèmes thermo-fluides dans lesquels on utilise les paires (P, $\dot{m}$) et (T, $\dot{E}$) comme présenté sur la Figure 91 :

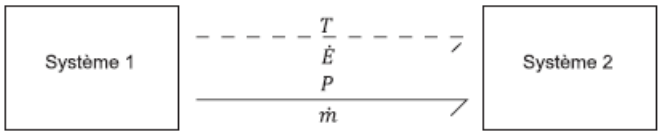


Figure 91 : Lien Bond Graph multi-énergies

On donne ici l'exemple d'un fluide circulant dans une conduite (*cf.* Figure 92).



Figure 92 : Ecoulement d'un fluide incompressible dans une conduite

Dans la conduite, la continuité des variables de flux permet d'écrire :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \tag{67}$$

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 \tag{68}$$

D'il existe des pertes de charge dans la conduite, la pression P varie entre l'entrée et la sortie de la conduite. Si $\dot{m}$ est une donnée constante du système, on ne considère pas la variation de pression au sein de la conduite. Le modèle Bond Graph de la Figure 93 représente donc le comportement du fluide dans lequel l'élément R à 2-ports modulé par un signal est employé. La flèche entre la jonction "1" et l'élément R à 2-ports est un lien d'information. La température T_2 est calculée par le système en aval et retournée à l'élément R à 2-ports. L'élément $R_{\Delta P}$ est ajouté pour modéliser les pertes de charge.

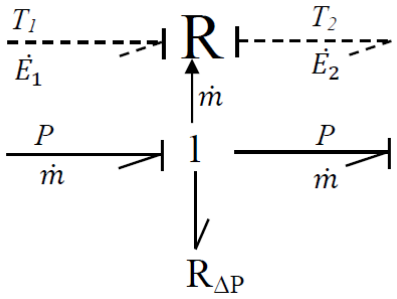


Figure 93 : R 2-ports

$$\dot{E}_1 = \dot{m}.c.T_1 = \dot{E}_2 \qquad (69)$$

Eléments de jonction : les éléments de jonctions servent à coupler les éléments à 1-ports. Il en existe deux : la jonction "0" et la jonction "1". N'étant pas des éléments de stockage ou de dissipation de l'énergie, les jonctions permettent la conservation de la puissance. On peut donc écrire :

$$\sum_{i=1}^{n} a_i e_i f_i = 0 \qquad (70)$$



(a) : Jonction "1" (b) : Jonction "0"

Figure 94 : Eléments de jonction "0" et "1"

Le coefficient a_i prend la valeur +1 si la demi-flèche est dirigée vers la jonction et -1 si elle est dirigée dans le sens opposé.

La jonction "0" réalise un bilan flux et les efforts sont égalisés. Cela se traduit par les deux équations suivantes :

$$e_1 = e_1 = ... = e_n \tag{71}$$

$$\sum_{i=1}^{n} a_i f_i = 0 \tag{72}$$

Quant à la jonction "1", elle réalise un bilan d'effort. On a donc une égalité des efforts :

$$f_1 = f_1 = ... = f_n \tag{73}$$

$$\sum_{i=1}^{n} a_i e_i = 0 \tag{74}$$

6. Causalité

La notion de causalité, relation de cause à effet et permet de localiser les entrées/sorties du sous-système à modéliser. Elle permet d'identifier quelle est la variable (*effort* ou *flux*) responsable de la dynamique du système.

Dans le langage Bond Graph, la causalité est représentée par un petit trait vertical. Il s'agit d'un trait perpendiculaire situé dans une des deux extrémités du lien Bond Graph.



(a) : Le système 1 impose un effort au système 2 qui renvoie un flux à 1

(b) : Le système 1 impose un flux au système 2 qui renvoie un effort à 1

Figure 95 : Causalité en Bond Graph

7. Etapes de construction d'un modèle dynamique sous Bond Graph

Une connaissance approfondie du processus physique à modéliser est nécessaire afin d'établir un modèle dynamique répondant à la précision souhaitée. La première étape consiste à développer le modèle Bond Graph à mot du système. Dans cette étape le système global est

décomposé en plusieurs sous-systèmes pour afficher son niveau technologique et les éléments de base qui le constituent. Puis, en utilisant les éléments Bond Graph, une première version du modèle basée sur la description énergétique, sans l'affectation de causalités, peut être obtenue. Après cette étape, vient l'étape d'affectation de causalités. Il faut commencer par les causalités obligatoires : les sources d'efforts ou de flux qui stimule le système, ensuite mettre les éléments C en causalité flux, et enfin, mettre les causalités restantes aux éléments R. Viendra ensuite l'étape de la mise en équation du modèle. A ce niveau de la modélisation, l'écriture des relations caractérisant l'évolution dynamique du système permet de combiner les équations différentielles et algébriques représentant la simulation dynamique envisagée. Après la codification des éléments, le modèle est prêt pour une simulation sur ordinateur. Une validation du modèle peut être réalisée en comparant les données calculées à des données mesurées. Si le modèle manifeste des erreurs ou si des problèmes de convergence de calculs sont identifiés, plusieurs voies d'amélioration peuvent être envisagées :

- ✓ Ajout de nouveaux éléments Bond Graph.
- ✓ Suppression de certaines hypothèses.
- ✓ Prises en compte de nouveaux phénomènes physiques.

Nous rappelons que les règles de modélisation par le Bond Graph sont valables pour le Pseudo Bond Graph. Les étapes de la modélisation sous le Bond Graph sont données sur la Figure 96 [168].

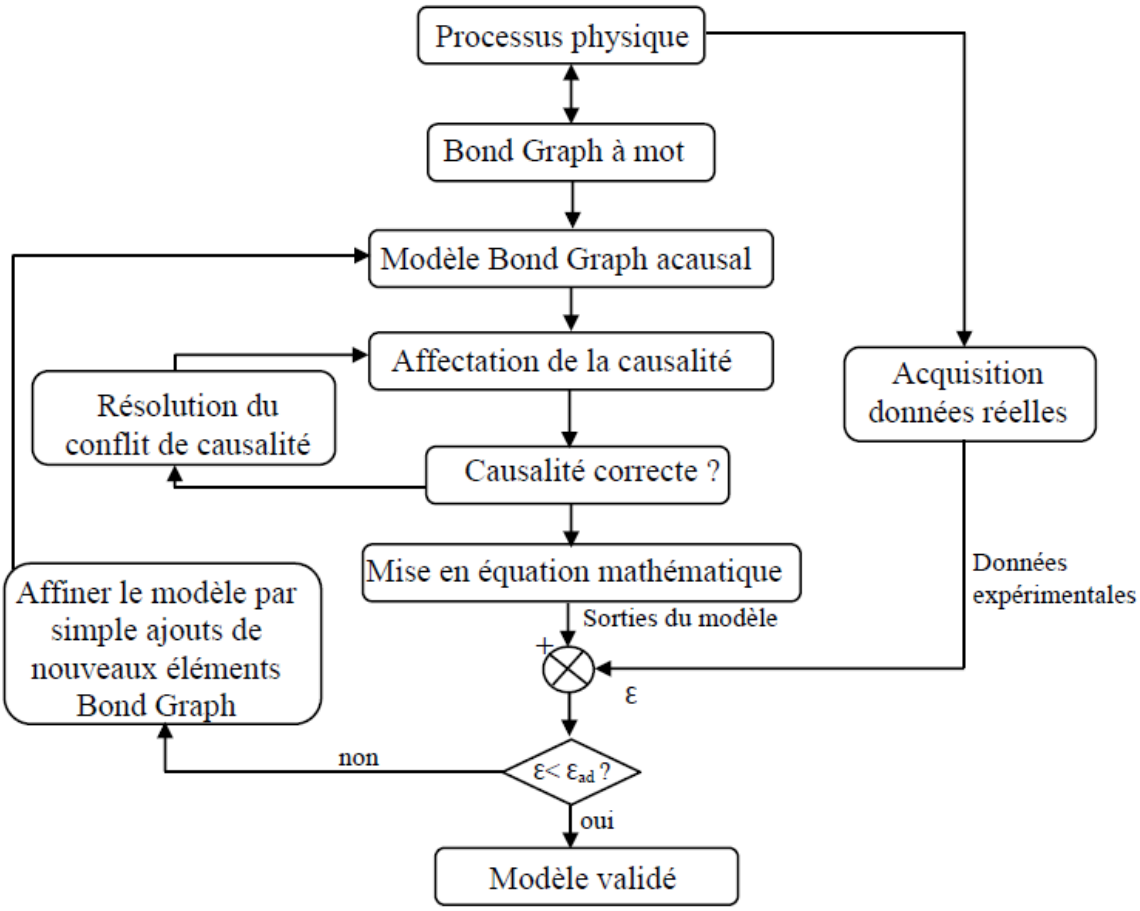


Figure 96 : Étapes de la modélisation par Bond Graph

Annexe 2 : Les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés en fonction de la température

Afin de bien modéliser le comportement dynamique de la chaudière, une estimation précise des coefficients d'échanges convectifs dans les différentes zones de la chaudière a été réalisée. Dans cette annexe, est répertorié l'ensemble des corrélations permettant de calculer les différentes propriétés thermodynamiques des gaz brûlés issues de la combustion de pellets dans la chaudière. Ces corrélations seront introduites dans le modèle 0D pour simuler le comportement de la chaudière en tenant compte des variations des températures selon les cycles d'alimentation en pellets. Le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz brûlés intervient dans l'établissement des bilans de flux d'enthalpie et de masse et le calcul des nombre sans dimension (Re, Pr et Nu) dans le but de calculer les coefficients des échanges thermiques. En connaissant les fractions massiques de chaque composant des gaz brûlés, la pression et la température dans la chaudière, des corrélations ont été développées pour la masse volumique ρ_{fg}, la conductivité thermique λ_{fg}, la viscosité dynamique μ_{fg} et la chaleur massique c_{pfg}. Il a été admis dans que la pression dans la chaudière (P_{fg}) reste constante et égale à la pression atmosphérique et que les fractions massiques restent, également, constantes au cours des cycles de la chaudière et dans ses différentes zones.

L'approche générale pour calculer les propriétés des brûlés est, d'abord, de calculer la composition des gaz en fraction molaire, les propriétés de chaque espèce gazeuse et ensuite de faire la somme du produit de chaque propriété et de la fraction molaire. Les fractions molaires ont été obtenues grâce à la réaction de combustion (*cf.* équation (1)) des pellets dont la composition chimique a été fournie par le CCM de Dunkerque.

Les fractions molaires des espèces gazeuses constituant les gaz brûlés sont calculées avec l'équation (75) :

$$x_j = \frac{n_j}{\sum_j n_j} \tag{75}$$

D'après la réaction de combustion de la biomasse utilisée pour réaliser les essais expérimentaux et compte tenu de l'excès d'air fixé à 80%, les produits de la combustion sont : le dioxyde de carbone (CO_2), la vapeur d'eau (H_2O), l'oxygène (O_2) et l'azote (N_2). Les fractions molaires sont données dans le Tableau 28 :

Espèce	Masse molaire
CO_2	0,0991
H_2O	0,0966
O_2	0,085
N_2	0,7193

Tableau 28 : Fractions molaires des espèces gazeuses

1. La masse volumique des gaz brûlés

La masse volumique des espèces gazeuses est déduite de la loi des gaz parfaits :

$$\rho_j = \frac{m_j}{V_j} = \frac{m_j P_{fg}}{nRT_{fg}} = \frac{M_j P_{fg}}{RT_{fg}} \text{ avec } r_j = \frac{R}{M_j} \quad (76)$$

avec ρ_j la masse volumique, m_j la masse, P_{fg} la pression des gaz brûlés, T_{fg} la température des gaz brûlés, M_j la masse molaire de l'espèce j.

La masse volumique des gaz brûlés est donnée par l'équation (77) :

$$\rho_{fg}(T_{fg}) = \left(\sum_j \frac{y_j}{\rho_j(T_{fg})} \right)^{-1} \quad (77)$$

avec y_j la fraction massique de chaque espèce dans les gaz brûlés calculée à l'aide de l'équation (78) :

$$y_j = \frac{x_j \times M_j}{\sum_j x_j \times M_j} \quad (78)$$

L'évolution de la masse volumique des gaz brûlés en fonction de la température est montrée sur la Figure 97. La corrélation déduite d'une interpolation polynomiale est également donnée sur la même figure. Dans la chaudière, la masse volumique des gaz brûlés décroit avec l'augmentation de la température.

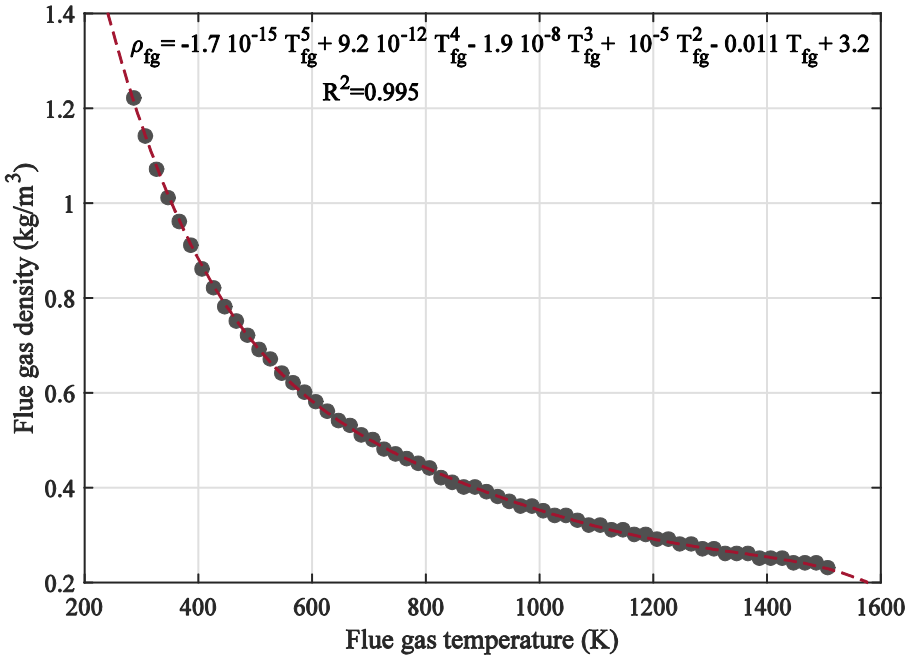


Figure 97 : Evolution de la masse volumique des gaz brûlés en fonction de la température

2. La conductivité thermique des gaz brûlés

La conductivité thermique λ_j d'une espèce gazeuse constituant les gaz brûlés dans la chaudière en fonction de la température est obtenue grâce à l'équation suivante [169] :

$$\lambda_j(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^2 + DT_{fg}^3 \quad (79)$$

A pression atmosphérique, les coefficients A, B, C et D dont donnés dans le tableau suivant :

Gaz	A	B	C	D
O_2	-3,273 10^{-4}	9,966 10^{-5}	-3,743 10^{-8}	9,732 10^{-12}
N_2	3,919 10^{-4}	9,816 10^{-5}	-5,067 10^{-8}	1,504 10^{-11}
H_2O	7,341 10^{-3}	1,013 10^{-5}	1,801 10^{-7}	-9,1 10^{-11}
CO_2	-7,215 10^{-3}	8,012 10^{-5}	5,477 10^{-9}	1,053 10^{-11}

Tableau 29 : Coefficients pour le calcul de la conductivité thermique des gaz brûlés en fonction de la température

En utilisant la formule d'Eucken [170] (*cf.* équation (80)), la conductivité thermique des gaz brûlés a été calculée (*cf.* Figure 98). En réalisant une interpolation sur la courbe de λ_{fg}, la corrélation permettant de calculée la conductivité thermique des gaz brûlés a été dégagée. A

l'intérieur de la chaudière, la conductivité thermique des gaz brûlés augmente avec leur température.

$$\lambda_{fg} = \frac{\sum_j x_j \lambda_j (T_{fg}) M_j^{1/3}}{\sum_j x_j M_j^{1/3}} \qquad (80)$$

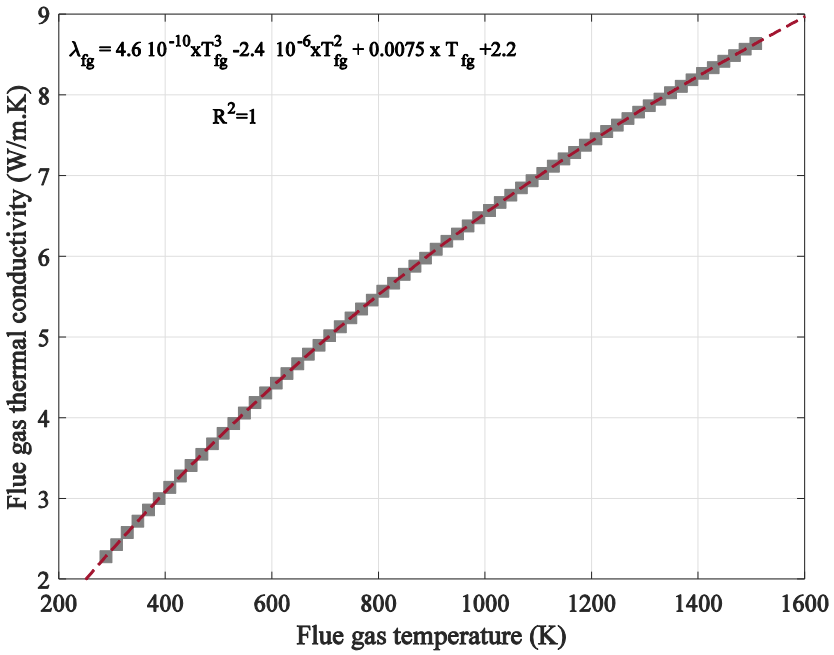


Figure 98 : Evolution de la conductivité thermique des gaz brûlés en fonction de la température

3. La chaleur spécifique des gaz brûlés à pression constante

La chaleur spécifique est souvent présentée par un polynôme de degré n en fonction de la température des gaz brûlés (T_{fg}). La solution qui a été retenue est celle issue des tables de JANAF [171], avec un développement à 5 termes.

$$c_{pj}(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^2 + DT_{fg}^3 + E / T_{fg}^2 \qquad (81)$$

Les valeurs de A, B, C, D et E pour chaque constituant suivant deux plages de températures sont données dans les tableaux ci-dessous :

	O_2	
Température (K)	100 - 700	700 -2000
A	31,322	30,032
B	-20,235	8,773

C	57,866	-3,988
D	-36,506	-0,788
E	-0,00737	-0,742

Tableau 30 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'oxygène en fonction de la température

	N_2	
Température (K)	100 - 500	500 -2000
A	28,986	19,506
B	1,854	19,887
C	-9,647	-8,599
D	16,635	1,369
E	0,000117	0,527

Tableau 31 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'azote en fonction de la température

	H_2O	
Température (K)	298 - 500	500 - 1700
A	30,092	41,964
B	6,833	8,622
C	6,793	-1,499
D	-2,534	0,0981
E	0,082	-11,158

Tableau 32 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température

	CO_2	
Température (K)	298 - 1200	1200 - 2000
A	24,997	58,166
B	55,187	2,72
C	-33,691	-0,429
D	7,948	0,0388

E	-0,137	-6,447

Tableau 33 : Coefficients pour le calcul de la chaleur spécifique de dioxyde du carbone en fonction de la température

La loi de Dalton stipule, également, que la chaleur spécifique à pression constante d'un mélange gazeux est égale à la somme des produits des chaleurs spécifiques des constituants par leurs fractions massiques.

$$c_{pfg}(T_{fg}) = \sum_j y_j c_{p,j}(T_{fg}) \qquad (82)$$

La chaleur spécifique des gaz brûlés a été calculée à l'aide de l'équation (82) et est tracée sur la Figure 99. Via une interpolation sur les données obtenues, une corrélation a été retrouvée. La chaleur spécifique des gaz brûlés montre une faible augmentation avec la température.

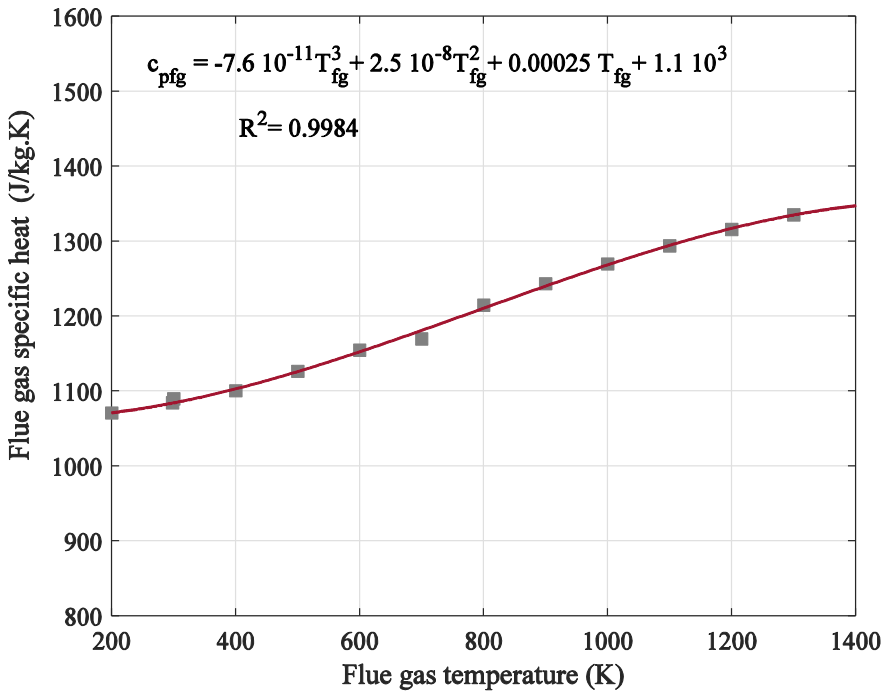


Figure 99 : Evolution de la chaleur spécifique des gaz brûlés en fonction de la température

4. La viscosité dynamique des gaz brûlés

En se basant sur les résultats des travaux de Kreiger [147], nous avons pu estimer la viscosité dynamique μ_j pour chaque espèce (*cf.* équation (83)) à la pression atmosphérique et à des températures entre 289,16 et 1300 K.

$$\mu_j(T_{fg}) = A + BT_{fg} + CT_{fg}^{\ 2} + DT_{fg}^{\ 3} \quad (83)$$

avec μ_j la viscosité dynamique de l'espèce j (Pa.s), T_{fg} la température des gaz brûlés (K).

Les coefficients A, B, C et D sont donnés dans le Tableau 34 :

Espèce	A	B	C	D
O_2	$3\ 10^{-6}$	$7\ 10^{-8}$	$-3\ 10^{-11}$	$9\ 10^{-15}$
N_2	$3\ 10^{-6}$	$5\ 10^{-8}$	$-2\ 10^{-11}$	$6\ 10^{-15}$
H_2O	$3\ 10^{-6}$	$2\ 10^{-8}$	$3\ 10^{-11}$	$-8\ 10^{-15}$
CO_2	$-3\ 10^{-7}$	$6\ 10^{-8}$	$-3\ 10^{-11}$	$7\ 10^{-15}$

Tableau 34 : Coefficients pour le calcul de la viscosité dynamique des gaz brûlés en fonction de la température

La viscosité d'un mélange gazeux à la pression atmosphérique peut être calculée à l'aide de l'équation semi-empirique suivante [172] :

$$\mu_{fg}(T_{fg}) = \frac{\sum_j x_j \mu_j(T_{fg}) \sqrt{M_j}}{\sum_j x_j \sqrt{M_j}} \quad (84)$$

avec μ_{fg} la viscosité dynamique des gaz brûlés (Pa.s), x_j la fraction molaire de chaque espèce j, M_j la masse molaire de l'espèce j (kg/mol).

L'évolution de cette propriété thermodynamique en fonction de la température est tracée sur la Figure 100. La viscosité dynamique des gaz brûlés varie énormément en fonction de la température, elle augmente de 67% quand la température passe de 298 à 1500 K.

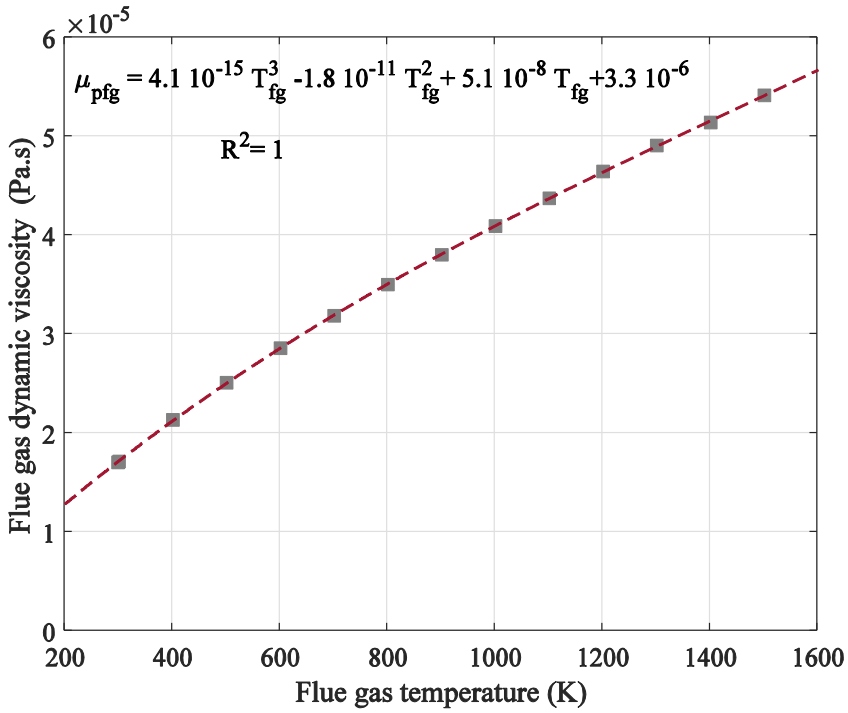


Figure 100 : Evolution de la viscosité dynamique des gaz brûlés en fonction de la température

L'ensemble des corrélations est donné dans le Tableau 35 :

Propriétés thermodynamiques	Corrélations
Masse volumique (kg/m^3)	$\rho_{fg} = -1,7.10^{-15}T_{fg}^5 + 9,2.10^{-12}T_{fg}^4 - 1,9.10^{-8}T_{fg}^3 + 10^{-5}T_{fg}^2 - 0,011T_{fg} + 3,2$
Conductivité thermique (W/m.K)	$\lambda_{fg} = 4,6.10^{-10}T_{fg}^3 - 2,4.10^{-6}T_{fg}^2 + 0,0075T_{fg} + 2,2$
Chaleur spécifique à pression constante (J/kg.K)	$c_{pfg} = -7,6.10^{-11}T_{fg}^3 + 2,5.10^{-8}T_{fg}^2 + 0,00025T_{fg} + 1,1.10^3$
Viscosité dynamique (Pa.s)	$\mu_{fg} = 4,1.10^{-15}T_{fg}^3 + 1,8.10^{-11}T_{fg}^2 + 5,1.10^{-8}T_{fg} + 3,3.10^{-6}$

Tableau 35 : Récapitulatif des corrélations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz brûlés

Résumé : La micro-cogénération désigne la production simultanée de deux énergies finales et utilisables à partir d'une seule source d'énergie primaire. Le cas le plus fréquent est la production de la chaleur et de l'électricité. En France, la micro-cogénération concerne les petites puissances (< 36 kW_{el}). Son intérêt réside dans des rendements globaux supérieurs à ceux obtenus dans le cas d'une production séparée équivalente d'électricité et de chaleur. Dans le cas d'une micro-cogénération biomasse, la chaleur est fournie par une chaudière biomasse qui est couplée à un cogénérateur via un échangeur de chaleur gaz – gaz. À cette échelle de puissance, les moteurs à combustion externe ou moteurs à air chaud sont les plus indiqués comme cogénérateur. L'objet de cette thèse est de caractériser et de modéliser une unité de micro-cogénération biomasse qui se compose d'une chaudière domestique à pellets de puissance 30 kW_{th}, d'un moteur à air chaud de type Ericsson et d'un échangeur air–gaz brûlés inséré dans la chambre de combustion de la chaudière. Des modèles dynamiques 0D de la chaudière biomasse et de l'échangeur de chaleur air – gaz brûlés sont développés pour simuler les phases transitoires et représenter l'évolution des variables du système au cours du temps. Les modèles 0D dynamiques ont été validés par des mesures expérimentales. Ils sont capables d'évaluer les performances énergétiques et les pertes de puissance et de quantifier les transferts thermiques entre les fluides de travail (eau et air), les gaz brûlés et les parois en différentes zones au sein du système considéré (chaudière ou échangeur de chaleur air – gaz brûlés). Une post-combustion a été réalisée en injectant de l'air secondaire à différents débits, chauffé à différentes températures dans la partie haute de la chambre de combustion de la chaudière. Des mesures des émissions polluantes au niveau de la cheminée de la chaudière ont été réalisées afin d'examiner l'influence de la post-combustion. Les principaux composants mesurés sont : le dioxyde de carbone, l'oxygène, le monoxyde de carbone et les oxydes d'azote.

Mots clés :

Biomasse, combustion, micro-cogénération, émissions polluantes, modélisation dynamique 0D.

Abstract: Micro-cogeneration refers to the simultaneous production of two final and usable energies from a single primary energy source. The most common case is the production of heat and electricity. In France, micro-cogeneration concerns small powers (< 36 kW_{el}). Its interest lies in higher efficiencies than those obtained in the case of an equivalent separate production of electricity and heat. In the case of biomass micro-CHP system, the heat is supplied by a biomass boiler that is coupled to a cogenerator via a heat exchanger. For this power, external combustion engines or hot air engines are the most suitable. In the case of The purpose of this PhD thesis work is to characterize and model a biomass micro-CHP unit, with a biomass boiler (30 kW_{th}), an Ericsson engine and an air-flue gas heat exchanger inserted inside the combustion chamber of the boiler. Dynamic models 0D of the biomass boiler and the air-flue gas heat exchanger are developed to simulate the transient phases and to represent the evolution of the variables as a time function. Dynamic 0D models have been validated by experimental measurements. They evaluate the energy performances and power losses and quantify heat transfer between working fluids (water and air), flue gases and walls in different zones in the considered system (boiler or air-flue gas heat exchanger). A post-combustion is investigated by injecting secondary air at different flow rates and different temperatures in the upper part of the boiler combustion chamber. Experimental measurements of pollutant emissions in the boiler chimney are performed to examine the post-combustion influence. The main pollutants measured are: carbon dioxide, oxygen, carbon monoxide and nitrogen oxides.

Keywords:

Biomass, combustion, micro-cogeneration, pollutant emissions, dynamic 0D modelling.