

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**“ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UMA
CALDEIRA DE QUEIMADOR POROSO RECÍPROCO
APLICADA AO BIOGÁS”**

LUÍS CARLOS EDUARDO OLIVEIRA DE SOUZA

Fortaleza 2009

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UMA CALDEIRA DE QUEIMADOR
POROSO RECÍPROCO APLICADA AO BIOGÁS**

Dissertação submetida à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, com Área de Concentração em Energias Renováveis, como Requisito para Obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos – UFC

Co-Orientador: Prof. Dr. Clodoaldo de Oliveira Carvalho – UFC

Fortaleza 2009

S716e Souza, Luís Carlos Eduardo Oliveira de
Estudo teórico-experimental de uma caldeira de queimador poroso
recíproco aplicada ao biogás / Luís Carlos Eduardo Oliveira de Souza,
2009.

176 f. ; il. color. enc.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos

Co-orientador: Prof. Dr. Clodoaldo de Oliveira Carvalho

Área de concentração: Energias renováveis

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Ceará, Centro de
Tecnologia. Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção, Fortaleza,
2009.

1. Combustão de filtração 2. Caldeira de queimador poroso recíproco
3. Biogás do LCCV 4. Baixas emissões I. Barcellos, William Magalhães
(orient.) II. Carvalho, Clodoaldo de Oliveira (co-orient.) III. Universidade
Federal do Ceará – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
IV. Título

CDD 620.1

LUÍS CARLOS EDUARDO OLIVEIRA DE SOUZA

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UMA CALDEIRA DE QUEIMADOR
POROSO RECÍPROCO APLICADA AO BIOGÁS**

Esta Dissertação foi julgada como requisito para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, com especialidade em Energias Renováveis, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará.

Aprovada em ____ / ____ / ____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Orientador)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Clodoaldo de Oliveira Carvalho (Co-Orientador)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Edson Bazzo
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho:

À minha mulher Andréa, que tem sido paciente
comigo durante todos esses meses.

Agradecimentos

Ao prof. Dr. William Barcellos, meu orientador, que me encorajou a encarar esse desafio;

Ao CNPq, pela concessão da bolsa e me permitiu o desenvolvimento do projeto;

À prof. Dra. Eugênia Vieira, pela realização do PPGEM e apoio dado em várias ocasiões durante o período deste trabalho;

Ao meu colega de laboratório Iraldo, por ter me ajudado várias vezes na procura de material e montagem da caldeira;

Ao pessoal da Oficina Polares, que fez um excelente trabalho na confecção das peças;

À minha família aqui de Fortaleza, que sempre me deu todo o apoio a me empenhar nesta jornada;

Aos meus pais, que contribuíram com a minha educação, o que me permitiu chegar até este momento.

“A sorte favorece só à mente preparada”.
(Isaac Asimov)

Resumo

A presente Dissertação de Mestrado trata do estudo teórico-experimental de uma caldeira de vapor saturado não-convencional, onde é empregada uma tecnologia de combustão, a “Combustão de Filtração”, como base para concepção do projeto construtivo do seu queimador. Esse sistema térmico de combustão foi estudado através de um protótipo especialmente desenvolvido para essa pesquisa, em escala de laboratório. O protótipo foi instrumentado adequadamente, de forma a possibilitar o monitoramento tanto do processo de combustão como da extração de energia da zona de reação. O objetivo da pesquisa foi verificar os efeitos do Biogás obtido da digestão anaeróbia do líquido da casca do coco verde (LCCV), sobre a operação da caldeira, no que diz respeito à eficiência e às emissões, como também, quanto à estabilidade de reação. A combustão do biogás é analisada com a ajuda de um modelo numérico de simulação, o qual é constituído das equações de conservação da massa, da energia (nas fases gás e sólida) e das espécies. Esse modelo é estruturado por um código flexível, em linguagem FORTRAN, que incorpora o cálculo das composições de equilíbrio por meio de um programa de simulação de combustão pré-misturada, o PREMIX, adaptado para processos de combustão e de transferência de calor em meio poroso. A simulação permite predeterminar os perfis de distribuição de temperatura ao longo do queimador e os produtos de combustão em função dos dois parâmetros principais de operação, a razão de equivalência e a velocidade do escoamento da mistura ar-combustível. Os resultados de simulação são confrontados com os dados experimentais nessa análise, e são discutidos alguns aspectos de projeto da “Caldeira de Queimador Poroso Recíproco”, que ressaltam suas vantagens operacionais em relação às caldeiras convencionais, especialmente a elevada eficiência de extração de energia e os baixos níveis de emissões de óxidos de carbono e nitrogênio.

Palavras-chave: Combustão de Filtração, Caldeira de Queimador Poroso Recíproco, Biogás do LCCV, Baixas Emissões.

Abstract

The current Dissertation treats the theoretical and experimental studies about a non-conventional saturated steam boiler, in which a combustion technology is employed, the “Filtration Combustion”, as basis for conception of its burner construction design. This combustion thermal system was studied by means of a prototype, in laboratory scale, specially developed for this research. It was properly instrumented in order to make it possible to monitor as well as the combustion process as the energy extraction in the reaction zone. The objective of this investigation is to verify the effects of the Biogas obtained from the anaerobic digestion of the Green Coconut Skin Liquid (GCSL), on the boiler operation, concerning efficiency and pollutant emissions, as well as the reaction stability. Biogas combustion is analyzed by numerical model simulations, which take in account the mass, energy (gas and solid phases) and species conservation equations. The model is structured with a flexible code in language FORTRAN, which includes equilibrium calculation performed through premixed combustion simulation software, the PREMIX, adapted to the combustion process and heat transfer in porous medium. The simulation allows the prediction of the temperature distribution profiles along the burner and the combustion products as function of two main operation parameters, the equivalence ratio and the air-fuel mixture flow velocity. Simulation results are compared with measurements in this analysis and some design aspects of the "Porous Burner Boiler" are discussed, which evidences its operational advantages in comparison to the conventional boilers, especially the high energy extraction efficiency and low carbon and nitrogen oxides emission levels.

Keywords: Filtration Combustion, Porous Burner Boiler, LCCV Biogas, Low Emissions.

Organização da Dissertação

O propósito desta seção é orientar o leitor quanto à organização da presente Dissertação de Mestrado. O Capítulo 1 apresenta uma idéia geral da pesquisa, ressaltando o aspecto motivacional. O Capítulo 2 aponta os objetivos do trabalho de pesquisa. No Capítulo 3, é apresentada a metodologia empregada no desenvolvimento da pesquisa, ressaltando as prioridades e objetivos das atividades realizadas. O Capítulo 4 apresenta uma abordagem sucinta sobre alguns conceitos básicos da tecnologia de combustão empregada no desenvolvimento da pesquisa, como premissa de projeto do protótipo de estudo e da instalação da bancada de pesquisa, além de detalhes relevantes a cerca do combustível de estudo. No Capítulo 5, estão detalhados todos os aspectos construtivos do protótipo desenvolvido para essa pesquisa, incluindo a bancada de estudo experimental que engloba toda instrumentação de monitoramento, sendo apresentadas ilustrações. A estruturação do modelo termodinâmico utilizado é apresentada no Capítulo 6, evidenciando os recursos para simulação numérica de operação do protótipo. No Capítulo 7, uma avaliação do desempenho da caldeira desenvolvida é realizada, relativamente aos sistemas térmicos convencionais. Os resultados e as respectivas análises das simulações e dos experimentos com o gás metano e biogás estão incorporados ao trabalho através dos Capítulo 8 e Capítulo 9, respectivamente. O Capítulo 10 apresenta uma análise exergética da caldeira com alguns resultados comparando com o metano e o biogás. O Capítulo 11 destina-se às conclusões e sugestões para outras pesquisas correlatas de interesse. O Apêndice A tem o objetivo de apresentar informações complementares sobre a tecnologia de base, a Combustão de Filtração, bem como, fornecer detalhes sobre a produção do biogás empregado na pesquisa. O Apêndice B complementa a Dissertação, ilustrando com fotos e resultados de simulação e uma listagem dos instrumentos com a especificação técnica de cada um.

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract.....	viii
Organização da Dissertação.....	ix
Índice	x
Lista de Figuras	xiv
Lista de Tabelas	xviii
Lista de Símbolos	xix
Capítulo 1 - Introdução.....	1
Capítulo 2 - Objetivos.....	5
Capítulo 3 - Metodologia de Pesquisa.....	6
Capítulo 4 - Aspectos da Tecnologia de Base	8
4.1 Combustão de Filtração em Queimadores Volumétricos	9
4.1.1 Perfil de Distribuição de Temperatura.....	10
4.1.2 Extração de Energia com Trocadores de Calor	11
4.1.3 Propagação da Onda de Combustão	13
4.1.4 Queimadores de Escoamento Recíproco	17
4.2 Biogás do LCCV	19
Capítulo 5 - Aparato Experimental.....	21
5.1 Projeto Básico e Arranjo Geral da Instalação.....	21
5.2 Projeto Construtivo da Caldeira	22
5.2.1 Reator.....	23
5.2.2 Trocadores de Calor.....	24
5.3 Sistema Água-Vapor.....	24
5.4 Sistema de Gases	26
5.4.1 Sistema de Reversão	26
5.4.2 Sistema de Suprimento de Mistura Ar-Combustível.....	27
5.5 Instrumentos	27
5.5.1 Termopares	27
5.5.2 Analisador de Gases	29
5.5.3 Manômetros de Pressão.....	29

5.5.4	Sensor de Vazão	29
5.5.5	Incerteza de Medições	30
5.6	Sistema de Aquisição de Dados.....	30
5.6.1	Interface Gráfica.....	31
5.7	Operação.....	35
5.8	Dificuldades e Limitações	36
5.9	Análise Comparativa de Caldeiras	37
Capítulo 6 - Modelamento da Combustão em Queimadores Porosos		39
6.1	Modelo Termodinâmico	39
6.2	Método Numérico.....	41
6.2.1	Rigidez.....	42
6.2.2	Discretização	43
6.2.3	Solução das Equações em Regime Permanente	45
6.2.4	Reordenamento (<i>Regridding</i>)	47
6.2.5	Integração Temporal.....	49
6.3	Código “One-Step”	53
6.3.1	Declaração do Problema.....	54
6.3.2	Equações Governantes.....	55
6.3.3	Extração de Calor	58
6.3.4	Simulações – <i>One-Step</i>	59
6.4	Código “Multi-Step”	59
6.4.1	Estrutura do Modelo	60
6.4.2	Modificações nas Equações do PREMIX.....	61
6.4.3	PREMIX - Estrutura Geral	62
6.4.4	Hipótese Inicial.....	63
6.4.5	Simulações – <i>Multi-Step</i>	64
6.4.6	Óxidos de Nitrogênio.....	65
6.5	Operacionalização do Modelo Numérico	66
Capítulo 7 - Avaliação de Desempenho		69
7.1	Extração de Energia.....	69
7.1.1	Resultados de Potência e Eficiência de Extração	70
7.1.2	Resultados de Potência e Eficiência de Extração (Simulado x Experimental)	74
Capítulo 8 - Estudo Numérico e Experimental da Combustão do Metano		78

8.1	Simulações One-Step.....	78
8.2	Simulações Multi-Step	84
8.3	Comparativo de Perfis de Temperatura da Caldeira (Experimental).....	86
8.4	Dados de Temperatura de Exaustão do Sistema (Experimental)	93
Capítulo 9 - Estudo Numérico e Experimental da Combustão do Biogás.....		96
9.1	Simulações One-Step.....	96
9.2	Simulações Multi-Step	102
9.3	Comparativo de Perfis de Temperatura da Caldeira (Experimental).....	104
9.4	Comparativo de Emissões da Caldeira (Experimental)	114
9.5	Dados de Temperatura de Exaustão do Sistema (Experimental)	116
Capítulo 10 - Análise de Exergia.....		118
10.1	Resultados do Balanço de Exergia	119
Capítulo 11 - Conclusões e Sugestões.....		121
Referências Bibliográficas.....		123
Apêndice A - Fundamentos		130
A.1	Fundamentos da Tecnologia de Base – “Combustão de Filtração”.....	130
A.1.1	Tipos de Queimadores	131
A.1.2	Queimadores Radiantes	133
A.1.3	Queimadores Volumétricos	135
A.1.4	Aspectos Fenomenológicos da Combustão	135
A.1.5	Tendências das Pesquisas Nessa Área.....	136
A.1.6	Tendências das Pesquisas Teóricas	136
A.1.7	Tendências das Pesquisas Aplicadas	137
A.1.7.1	Caldeira Superadiabática de Fluxo Reverso.....	138
A.1.7.2	Geração de Hidrogênio pela Decomposição Térmica do H ₂ S.....	138
A.1.7.3	Gaseificação Superadiabática para Geração de Hidrogênio.....	138
A.1.7.4	Geração de Hidrogênio a partir da Queima do Gás Natural.....	139
A.2	Combustível Objeto do Estudo – Biogás do LCCV	141
A.2.1	Usina-Piloto de Beneficiamento da Casca do Coco Verde	142
A.2.2	Propriedades Físico-Químicas do LCCV	143
A.2.3	Geração do Biogás de LCCV em Biodigestor UASB	145
A.2.4	Estudo da Biodegradabilidade do Efluente	145
A.2.5	Implementação e Operação de Reatores Anaeróbios de Manta de Lodo ..	145

A.2.5.1	Biomassa.....	146
A.2.5.2	Operação do Reator UASB.....	146
A.2.5.3	Monitoramento	146
A.2.6	Resultados do Reator UASB	146
A.2.7	Combustão do Biogás do UASB	147
Apêndice B	- Anexos.....	148
B.1	Lista de Instrumentos.....	148
B.1.1	Analisador de Gases	148
B.1.2	Manômetro Coluna em “U”	148
B.1.3	Manômetros de Bourbon	148
B.1.4	Sensor de Vazão	148
B.1.5	Condicionador de Sinais.....	149
B.2	Análises Realizadas	149
B.2	Fotos de Componentes.....	151

Lista de Figuras

Figura 4.1 - Perfil de distribuição de temperatura da Combustão de Filtração do metano em relação à Combustão Adiabática em função da razão de equivalência.	11
Figura 4.2 - Propagação da Onda de Combustão de Filtração.	14
Figura 4.3 - Propagação de ondas de combustão de filtração (O gráfico é qualitativo).....	18
Figura 5.1 - Arranjo Geral do Sistema Térmico de Geração de Vapor.	21
Figura 5.2 - Esquemático do sistema água-vapor (instrumentos de controle).....	22
Figura 5.3 - Detalhe da parte superior do reator.	25
Figura 5.4 - Escoamento da mistura ar-combustível no sistema recíproco.	28
Figura 5.5 - Interface gráfica do programa <i>LabView</i> para os experimentos.....	34
Figura 5.6 - Vista esquemática da CPQR com sistema de aquisição de dados.	35
Figura 6.1 - Fluxograma do código <i>One-Step</i>	67
Figura 6.2 - Fluxograma do código <i>Multi-Step</i>	68
Figura 7.1 - Gráfico de potência de extração com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás vs. Metano.	70
Figura 7.2 - Gráfico de potência de extração com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás vs. Metano.	71
Figura 7.3 - Gráfico de eficiência de extração com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás vs. Metano. ...	72
Figura 7.4 - Gráfico de eficiência de extração com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás vs. Metano. ...	72
Figura 7.5 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Metano.	74
Figura 7.6 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Metano.	75
Figura 7.7 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás.	75
Figura 7.8 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás.	76
Figura 7.9 - Gráfico de eficiência de extração com para ambas v_{gf} - Metano.	76
Figura 7.10 - Gráfico de eficiência de extração com para ambas v_{gf} - Biogás.	77
Figura 8.1 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Metano).	79
Figura 8.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.	79
Figura 8.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.	80
Figura 8.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.	80
Figura 8.5 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.	81
Figura 8.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.	81
Figura 8.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.	82
Figura 8.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.	82

Figura 8.9 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	83
Figura 8.10 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	83
Figura 8.11 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ m/s – numérica e experimental (Metano) . .	84
Figura 8.12 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,30$ m/s – numérica e experimental (Metano) . .	85
Figura 8.13 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20$ m/s – numérica e experimental (Metano) . .	85
Figura 8.14 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,30$ m/s – numérica e experimental (Metano) . .	86
Figura 8.15 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,30$	87
Figura 8.16 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,40$	87
Figura 8.17 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,50$	88
Figura 8.18 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,60$	88
Figura 8.19 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,90$	89
Figura 8.20 - Distribuição de temperatura variando Φ , $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	90
Figura 8.21 - Emissões de NO para ambas v_{gf} – experimental metano.....	91
Figura 8.22 - Emissões de CO para ambas v_{gf} – experimental metano.	92
Figura 8.23 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção superior do boiler.....	93
Figura 8.24 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção inferior do boiler.....	94
Figura 9.1 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).	96
Figura 9.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás). 97	97
Figura 9.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).	97
Figura 9.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).	98
Figura 9.5 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).	98
Figura 9.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).	99
Figura 9.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).	99
Figura 9.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).	100
Figura 9.9 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).	100

Figura 9.10 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).	101
Figura 9.11 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).	101
Figura 9.12 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	102
Figura 9.13 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	102
Figura 9.14 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	103
Figura 9.15 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	103
Figura 9.16 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	105
Figura 9.17 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	105
Figura 9.18 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	106
Figura 9.19 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	106
Figura 9.20 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	107
Figura 9.21 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.....	107
Figura 9.22 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	108
Figura 9.23 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	108
Figura 9.24 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	109
Figura 9.25 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	109
Figura 9.26 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	110
Figura 9.27 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.....	110
Figura 9.28 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,40$	111
Figura 9.29 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,70$	112
Figura 9.30 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,90$	112
Figura 9.31 - Distribuição de temperatura para diferentes valores de Φ , $v_{gf} = 0,20$ m/s...	113
Figura 9.32 – Dados experimentais relativos às Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ e $0,30$ m/s.	114
Figura 9.33 - Dados experimentais relativos às Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20$ e $0,30$ m/s.	115
Figura 9.34 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção superior do boiler....	116
Figura 9.35 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção inferior do boiler....	117
Figura 10.1 - Gráfico de eficiência exergética com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás vs. Metano..	119
Figura 10.2 - Gráfico de eficiência exergética com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás vs. Metano..	120
Figura A.1 - Estabilização da zona de combustão em um queimador poroso inerte (adaptado de TRIMIS et al., 1997).....	134

Figura A.2 - Demonstração da estabilização da frente de chama de um queimador radiante (TRIMIS et al., 1997).	134
Figura A.3 - Esquemático de um queimador volumétrico típico.	135
Figura A.4 - Temperatura adiabática de chama vs. Temperatura de combustão de filtração.	141
Figura A.5 - (a) Triturador; (b) Máquina de prensagem; (c) Amostra do LCCV.....	142
Figura A.6 - (a) Alimentador e triturador; (b) Prensa; (c) Classificador.....	143
Figura A.7 - Processo de aproveitamento da casca de coco verde - esquema simplificado.	143
Figura B.1 - Análise de gases $v_{gf} = 0,20$ m/s – Metano.....	149
Figura B.2 - Análise de gases $v_{gf} = 0,30$ m/s – Metano.....	150
Figura B.3 - Análise de gases $v_{gf} = 0,20$ m/s – Biogás.....	150
Figura B.4 - Análise de gases $v_{gf} = 0,30$ m/s – Biogás.....	151
Figura B.5 - Flange inferior.....	151
Figura B.6 - Trocadores de calor (esquerda) e Tubo de quartzo (direita).	152
Figura B.7 - Flanges.	152
Figura B.8 - Tubo cerâmico que comporta os termopares tipo "S" – detalhe.	153
Figura B.9 - Reator sem carcaça (esquerda) e Reator com carcaça (direita).....	153
Figura B.10 - Detalhe dos conectores tipo "S" inferiores (esquerda) e superiores (direita).	154
Figura B.11 - Desbolhador (esquerda) e Condensador (direita).....	154
Figura B.12 - Rotômetros de água (esquerda) e Fonte do sistema de aquisição (direita).	155
Figura B.13 - Rotômetros de gás (esquerda) e Rotômetros de ar (direita).	155
Figura B.14 - Caldeira – frente (esquerda) e Caldeira – vista geral (direita).	156
Figura B.15 - Vista geral da bancada.	156

Lista de Tabelas

Tabela A.1 - Caracterização Físico-Química do LCCV (FREITAS NETO, 2007)	144
Tabela A.2 - Amostragem da Composição do Biogás do LCCV	147

Lista de Símbolos

A	–	Área	$[m^2]$
A_{pf}	–	Fator pré-exponencial de Arrhenius	$[s^{-1}]$
c_p	–	Calor específico	$[J/kg-K]$
d_{ex}	–	Diâmetro do trocador de calor	$[m]$
D	–	Coefficiente de difusão de massa e calor / Diâmetro	$[m^2/s] / [m]$
D_{ax}	–	Coefficiente de dispersão axial	$[m^2/s]$
D_{im}	–	Coefficiente de difusão média da mistura	$[m^2/s]$
E_{act}	–	Energia de ativação	$[J/kg]$
\dot{E}_d	–	Taxa de destruição de Exergia	$[W]$
f	–	Função genérica	
F	–	Fator de troca radiativa	
h	–	Vetor de correção	
h_{fg}	–	Entalpia de vaporização	$[J/kg]$
h_v	–	Coefficiente volumétrico de convecção	$[W/m^2-K]$
h_{reac}	–	Entalpia de reação por unidade de massa	$[J/kg]$
H	–	Entalpia	$[J/kg]$
J	–	Jacobiano	
k	–	Condutividade térmica	$[W/m-K]$
l_{ex}	–	Comprimento do trocador de calor	$[m]$
L	–	Comprimento do reator	$[m]$
\dot{m}	–	Vazão mássica	$[kg/s]$
N	–	Número	
n_{gridp}	–	Número de pontos da malha	
Nu	–	Número de Nusselt	
p	–	Pressão	$[Pa]$
PCI	–	Poder calorífico inferior	$[kJ/kg]$
PM	–	Peso molecular	
Pr	–	Número de Prandtl	
\dot{Q}	–	Potência	$[W]$
q_{reac}	–	Taxa de calor de reação	$[W/m^3]$
Re	–	Número de Reynolds	

R_u	–	Constante universal do gás perfeito	[J/kmol-K]
T	–	Temperatura	[K]
v_g	–	Velocidade intersticial do gás	[m/s]
v_{gf}	–	Velocidade do escoamento dos gases	[m/s]
V	–	Velocidade de difusão	[m/s]
x	–	Coordenada espacial na linha de centro	[m]
t	–	Coordenada temporal	[s]
W	–	Taxa volumétrica de geração de produtos	[kg/m ³ -s]
$W_{i,j}$	–	Função peso	
y_p	–	Fração mássica de produtos	

Letras gregas:

β	–	Coefficiente de perda de calor	[W/m ³ -K]
γ	–	Fração mássica	
Γ	–	Parâmetro de controle da função peso	
ε	–	Porosidade / Eficiência exergética	
η	–	Eficiência	
λ	–	Limite normalizado para linearização do erro	
ξ	–	Fator de <i>damping</i> numérico	
ρ	–	Densidade	[kg/m ³]
σ	–	Constante de Stephan-Boltzmann	[W/m ² -K ⁴]
Φ	–	Razão de equivalência	
χ	–	Título do vapor	

Sub-índices:

0	–	entrada / ambiente
ad	–	adiabática
al	–	alumina
CH ₄	–	metano
cw	–	onda de combustão
ex	–	extração de calor
exch	–	trocadores de calor

g	–	gás
guess	–	condição inicial
H ₂ O	–	água
i	–	i-ésimo ponto
j	–	j-ésimo ponto
losses	–	perdas de calor
max	–	máximo
min	–	mínimo
mist	–	mistura ar-combustível
O ₂	–	oxigênio
N ₂	–	nitrogênio
quim	–	químico
r	–	radiação
s	–	sólido
species	–	espécies químicas
unk	–	incógnitas
unkf	–	funções incógnitas
VC	–	volume de controle
wall	–	parede

Abreviaturas:

CF	–	Combustão de Filtração
CQPR	–	Caldeira de Queimador Poroso Recíproco
LCCV	–	Líquido da Casca do Coco Verde
VARIAC	–	Variador de Tensão de Corrente Alternada
UASB	–	Manta de Lodo Anaeróbico de Fluido Ascendente

Capítulo 1 - Introdução

Contínuas mudanças têm ocorrido no *modus operandi* da sociedade como um todo, de forma sistêmica, as quais podem ser atribuídas à sua complexidade funcional, que resulta numa demanda de energia gradativamente aumentada, devido ao elevado nível de sofisticação das tecnologias disponibilizadas para uso. Neste contexto, os processos de combustão, que são os responsáveis pelo maior percentual no suprimento de energia, apresentam evidências de impactos sobre o meio ambiente. E, como reação, a sociedade tem se mobilizado contrariamente, pelo risco das irreversibilidades das alterações provocadas nos ecossistemas. Por outro lado, ainda há a necessidade de se manter por algum tempo tecnologias consideradas obsoletas e poluentes, não só para atender às demandas de energia, mas também, porque as tecnologias alternativas ainda não estão plenamente consolidadas e/ou disponíveis.

Sabe-se também, que o suprimento centralizado de energia cada vez mais tem cedido espaço aos sistemas de geração distribuída, principalmente com base na construção de termoeletricas a gás natural. Entretanto, os impactos ambientais decorrentes da combustão, associados às questões de custo e de abastecimento de combustível, têm se representado de certa forma como uma restrição para a expansão das termoeletricas. Especialmente, as comunidades isoladas de países em desenvolvimento, com grande extensão territorial, enfrentam dificuldades para promover o desenvolvimento sócio-econômico, sustentável ecologicamente, por carência de sistemas de geração que integrem as demandas locais com os recursos energéticos disponíveis.

Contudo, as técnicas de manuseio e tratamento apropriado da biomassa (proveniente dos processos agrícolas e agroindustriais ou da coleta de resíduos sólidos e líquidos urbanos), que englobam biodigestores e aterros sanitários, podem produzir uma quantidade mínima de energia, suficiente para atender as necessidades de uma pequena comunidade, ou pelo menos compor com outras energias renováveis (solar e eólica). Entretanto, os sistemas de potência disponíveis no mercado (turbinas a gás, motores de combustão interna, caldeiras, etc.) que podem ser aplicadas na geração descentralizada em meio rural, ainda não são plenamente capazes de queimar diretamente a biomassa, “*in natura*” ou beneficiada, devido a certos inconvenientes técnicos, principalmente quanto à composição

do biocombustível produzido, tais como: impurezas, excesso de CO₂, concentrações significantes de H₂S, outros compostos de enxofre, etc.

Provavelmente, um dos sistemas alternativos de geração de energia elétrica a partir do aproveitamento do potencial energético das fontes renováveis, que apresentam maior robustez, simplicidade e menor custo de operacional, está associado à aplicação do ciclo Rankine simples, composto de caldeira, máquina térmica a vapor, condensador e demais componentes do ciclo, com a instalação de gerador de corrente elétrica. No entanto, mesmo as caldeiras de vapor convencionais, que apresentam uma combustão mais regular e simples em relação às turbinas e motores de combustão interna, também têm problemas para queimar combustíveis de reduzido teor de metano (com a presença de gases inertes e gases corrosivos). Por exemplo, a aplicação de biogás, que tem sido uma solução de fácil alcance, relativamente, também demanda sistemas de purificação, que podem favorecer o emprego das tecnologias disponíveis, em termos de sistemas de potência. Em se empregando sistemas de beneficiamento da biomassa com purificação, por vezes, o custo de instalação e operação da unidade de geração de energia elétrica pode inviabilizar o projeto. Possivelmente, tem sido essa a razão não haver uma ampla difusão de sistemas alternativos de geração de energia, a partir do uso de recursos renováveis.

Embora os sistemas de geração com base no ciclo Rankine apresentem-se como uma solução razoável, as caldeiras convencionais operam segundo um processo de combustão que não propicia uma queima plena, principalmente para combustíveis provenientes da biomassa, e as tecnologias de combustão mais difundidas não oferecem garantias, quanto aos níveis de emissões que viabilizem uma utilização sustentável, ecologicamente. Urge, então, o surgimento de tecnologias inovadoras, que possam romper com alguns conceitos tradicionais sobre combustão, com o objetivo de projetar caldeiras multi-combustíveis (incluindo os renováveis) em razões de equivalência ultra-baixas, muito além dos limites de inflamabilidade, visando as emissões.

Estes aspectos conjugados têm motivado o estudo de um novo projeto de caldeira de vapor, com capacidade de operar não só com combustíveis fósseis (gás natural, gasolina, GLP, querosene, etc.), mas também, com combustíveis obtidos de fontes renováveis, produzindo menores índices de emissões. Nesse sentido, uma tecnologia de combustão ainda em difusão é empregada nessa pesquisa, a “*Combustão de Filtração*” (CF), também conhecida como “*Combustão em Meios Porosos*”. Com base nessa tecnologia, foi desenvolvida uma caldeira constituída de um queimador poroso, capaz de operar com

inúmeros combustíveis (fósseis ou renováveis), mantendo um processo de combustão estável com índices de emissões excessivamente baixos.

Muito embora a CF seja uma tecnologia que tenha sido criada há aproximadamente 100 anos, efetivamente, só veio a ser estudada em detalhes nos últimos 20 anos, constando que a grande maioria das pesquisas e desenvolvimentos tecnológicos nessa área têm se mantido no âmbito acadêmico. A Rússia foi um dos países que mais utilizou a CF em processos industriais, desde a fabricação de cigarros até a confecção de chapas metálicas (Babkin, 1993). Apesar de essa tecnologia ter um potencial amplo de aplicação, os fenômenos presentes no processo de combustão dentro do meio poroso ainda não são assuntos bem esclarecidos. Por essa razão, ultimamente muitos pesquisadores têm sido motivados a estudar mais profundamente essa tecnologia e observa-se, contudo, a existência de uma literatura incipiente para um assunto dessa ordem.

Atualmente, a CF tem sido estudada para uma extensa faixa de aplicações da engenharia, desde processos industriais até a oxidação de efluentes gasosos, para reduzir seus impactos negativos sobre o meio ambiente. Além disso, aplicações para sistemas de aquecimento de água e geração de potência termoelétrica surgem como alternativas promissoras para utilizar combustíveis de hidrocarbonetos e biocombustíveis, com consumos e emissões extremamente baixos.

A CF é basicamente o processo de combustão ocorrendo nos interstícios de uma matriz porosa (inerte ou catalítica), a qual preenche a câmara de combustão total ou parcialmente, mudando significativamente os fenômenos presentes no processo. Essa tecnologia é considerada bastante promissora, por garantir um processo de combustão estável com emissões de monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) muito abaixo dos índices requeridos pelos órgãos internacionais de controle de poluição. Ela favorece, então, a “reengenharia” de projetos de sistemas térmicos de combustão, incluindo aquecedores e caldeiras a gás, fornos, queimadores radiantes etc., para serem mais eficientes e serem fabricados com custos consideravelmente menores.

Nessa pesquisa, a caldeira desenvolvida é aplicada num estudo comparativo de desempenho, considerando a operação com ambos os gases, o metano técnico (99,5%) e o Biogás proveniente do tratamento anaeróbio do *Líquido Residual do Beneficiamento da Casca do Coco Verde (LCCV)*. O Biogás do “LCCV” é produzido em um reator do tipo UASB (*Upflow Anaerobic Sludge Blanket*), instalado na Usina-piloto da Embrapa Agroindústria Tropical, usina essa sediada no Desativado Aterro Sanitário de Jangurussu –

Fortaleza/CE. Esse resíduo líquido possui uma elevada carga orgânica, que o torna extremamente nocivo ao meio ambiente e, também como consequência disso, o reator não mantém a produção de biogás com uma composição regular. Em princípio, não há qualquer registro que esse biogás tenha sido aplicado “*in natura*” em sistemas de potência, principalmente quanto à combustão em queimadores convencionais. Objetivamente, o presente projeto de pesquisa teve o propósito aplicar a Caldeira de Queimador Poroso Recíproco para queima do Biogás do LCCV, sem um sistema de tratamento prévio.

Capítulo 2 - Objetivos

O objetivo principal deste trabalho de pesquisa foi o estudo de um novo conceito de caldeira de vapor, que é constituída de um queimador poroso, de escoamento recíproco, com trocadores de calor inseridos em suas extremidades. O foco desse estudo foi realizar uma investigação teórico-experimental da “Caldeira de Queimador Poroso Recíproco” (CQPR), quanto ao seu desempenho quando operando com o biogás do LCCV, em base comparativa à queima do metano (gás de referência). O desenvolvimento de um protótipo, em escala de laboratório, com uma instrumentação apropriada compôs o escopo desse estudo, sendo esse protótipo o objeto da pesquisa, para identificar a influência do tipo de combustível sobre a estabilidade de reação, bem como, sobre as emissões de CO e NO_x.

Como um dos objetivos complementares, esse projeto de pesquisa destinou-se a consolidar a tecnologia da Combustão de Filtração no “Laboratório de Combustão e Energias Renováveis” – LACER – do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará (UFC), como um processo de transferência tecnológica da *University of Illinois at Chicago* – UIC (USA).

Através da aplicação de um modelo numérico de simulação, com as devidas adaptações para operação com o biogás do LCCV, e associando-o aos testes experimentais, esse estudo também objetivou, complementarmente, construir um banco de dados sobre a operação desse tipo de caldeira a partir da combustão da biomassa.

Capítulo 3 - Metodologia de Pesquisa

Objetivamente, esse trabalho de pesquisa trata do estudo de uma caldeira não-convencional, caracterizada por uma tecnologia difundida basicamente no âmbito acadêmico, que opera com um biocombustível não conhecido, obtido a partir de uma fonte renovável recentemente estudada.

Com base nessa premissa, uma metodologia foi, então, estabelecida para discriminação e seqüenciamento das atividades de pesquisa, que englobam a realização tanto da investigação analítico-numérica, como a experimental do processo de combustão em questão.

Eleita como uma prioridade de pesquisa, a tarefa inicial foi a revisão bibliográfica a respeito da Combustão de Filtração. Com base nesse levantamento, alguns aspectos dessa tecnologia puderam ser ressaltados, os quais foram norteadores do desenvolvimento dos projetos básico e construtivo do protótipo da CQPR.

Os aspectos da tecnologia de base também foram analisados com o intuito de projetar a instalação de uma bancada de pesquisa, a qual constitui o aparato experimental de referência, composto de um protótipo da CQPR, e um conjunto de sistemas e instrumentos fundamentais à operação e monitoramento do processo, respectivamente.

Nesse contexto, foi realizado o estudo de um protótipo similar, desenvolvido em outro centro de pesquisa internacional (parceiro da UFC), com a finalidade de conhecer essa tecnologia em uma pesquisa aplicada, para possibilitar a otimização do projeto dos componentes e sistemas operacionais. Conceber os projetos básico e de detalhamento, acompanhando todo o desenvolvimento do processo construtivo do protótipo da CQPR, foi uma atividade integrante da metodologia da Dissertação de Mestrado.

Paralelamente, uma investigação teórica do processo da Combustão de Filtração foi realizada a partir do estudo de modelamento numérico e analítico aplicado à CQPR. Nessa atividade, objetivou-se caracterizar os aspectos termodinâmicos do modelo, bem como a análise da estrutura do código numérico adotado. O interesse foi conhecer o modelo o suficiente para introduzir as adaptações necessárias, preparado originalmente para simulação com o gás metano (combustível de referência), para que fosse simulado com o biocombustível de estudo.

Sendo esse biocombustível produzido a partir do líquido da casca do coco verde (LCCV), o qual é pouco conhecido no meio acadêmico, uma investigação sobre as variáveis que interferem no processo de produção, bem como na regularidade da composição química, foi realizada com o apoio dos pesquisadores da Embrapa Agroindústria Tropical (parceiros da UFC). Dentro das rotinas especificadas como metodologia de pesquisa, análises cromatográficas foram realizadas em diferentes amostras do biogás do LCCV, em períodos variados ao longo do prazo de realização dessa pesquisa.

Com objetivo de distinguir adequadamente os dois processos, ou seja, a operação da caldeira com metano e com o biogás, as análises numérico-experimentais foram realizadas em separado para cada combustível especificamente.

Outro procedimento previsto na metodologia de pesquisa foi a análise comparativa da CQPR em relação às caldeiras convencionais, em termos de detalhes de projeto e operação. Inclusive, fez parte dessa metodologia um balanço exergético da caldeira em estudo, como parte de um estudo de desempenho.

Capítulo 4 - Aspectos da Tecnologia de Base

O cerne desse trabalho de pesquisa está fundamentado em dois princípios básicos normalmente usados para desenvolvimento de projetos inovadores na área de sistemas de energia: i) a sustentabilidade econômico-ecológica, através de alternativas de engenharia que empreguem tecnologias de combustão mais limpas; e ii) o desenvolvimento de sistemas térmicos de combustão que privilegiem tanto a geração distribuída como a co-geração.

Dentre os vários conceitos propostos, a “Combustão de Filtração” destaca-se como uma das mais proeminentes tecnologias nessa área, tanto pelos aspectos de eficiência e de mitigação das emissões de poluentes quanto pelo seu largo espectro de aplicações na engenharia.

Por essa razão, essa tecnologia norteou o desenvolvimento do protótipo da caldeira de estudo, a qual apresenta características diferenciadas em relação às caldeiras convencionais. A Combustão de Filtração favorece a criação de um projeto robusto de queimador, com baixos custos de fabricação e manutenção, e possibilita o funcionamento em ampla faixa de operação, inclusive com combustíveis de baixo poder calorífico, em particular os derivados da biomassa. A caldeira equipada com um queimador constituído de uma matriz porosa permite a operação em faixas extensas de razões de equivalência e de velocidades da mistura ar-combustível. A conjugação desses dois parâmetros possibilita que uma única caldeira de queimador poroso seja ultra-compacta, com certa versatilidade em termos de faixa de potência, porque é capaz de substituir operacionalmente um grupo de caldeiras de diferentes faixas de potência. E, com certa flexibilidade em termos de combustível, por ser capaz de operar tanto com combustíveis fósseis como com os renováveis, de diferentes procedências.

Nesse sentido, a pesquisa teve como foco principal o estudo da CQPR operando com um combustível renovável, o Biogás obtido do tratamento anaeróbio do líquido residual do processo de beneficiamento da casca do coco verde (LCCV). Com esse estudo, configura-se o desenvolvimento de um projeto de sistema térmico de combustão capaz de aproveitar o potencial energético desse substrato agrícola, que é caracterizado por uma carga orgânica elevada, capaz de impactar o meio ambiente quando manuseado em grandes quantidades e de maneira inadequada. O fato de esse combustível renovável ser ainda pouco conhecido,

(recentemente pesquisado pela UFC em parceria com a Embrapa), alguns aspectos quanto às suas propriedades são considerados.

Alguns pontos que caracterizam a CF são a seguir abordados, porque influenciaram na metodologia de pesquisa e na construção do protótipo da CQPR. Em geral, os queimadores porosos podem ser classificados em dois tipos: os radiantes e os volumétricos. Entretanto, neste capítulo, especificamente, apenas o Queimador Volumétrico está sendo comentado porque é a tecnologia que está diretamente relacionada ao projeto da caldeira. No Apêndice A, a CF é abordada em uma abrangência mais ampla, como um complemento dessa Dissertação de Mestrado.

4.1 Combustão de Filtração em Queimadores Volumétricos

Sendo a CF um processo em que a combustão ocorre nos interstícios de um meio poroso, pode-se afirmar que a grande característica que diferencia os queimadores porosos volumétricos dos radiantes, é o fato de sua matriz porosa estar enclausurada em uma câmara de combustão, envolvida por isolamento térmico, ao invés de estar exposta, como ocorre com os queimadores radiantes. Nesse caso, os queimadores volumétricos são comumente utilizados como reatores de processo, em que a mistura ar-combustível é processada uma zona reacional controlada dentro dos limites físicos do reator, com extração de energia por trocadores de calor por um fluido (água, ar ou fluido térmico), ou unicamente pelo efeito convectivo dos gases de exaustão, quando não há um corpo frio inserido na matriz porosa.

Os benefícios desse meio poroso, que preenche a câmara de combustão total ou parcialmente, podem ser resumidos ao fato de promover a operação com misturas ar-combustível muito além dos limites de inflamabilidade. Em projeto de caldeiras, em que é possível realizar a reengenharia da concepção de projeto com a introdução de um berço poroso, o ganho tecnológico é, basicamente, a obtenção de um processo de combustão estável, com emissões de monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) muito abaixo dos índices atuais requeridos pelos órgãos internacionais de controle de poluição.

Neste contexto, alguns aspectos fenomenológicos do processo ocorrente na CF, como também, algumas estratégias de projeto, praticadas em reatores porosos volumétricos, são mencionados na seqüência dessa redação, a respeito dessa tecnologia, porque eles fazem parte do conjunto de argumentos de projeto utilizados para desenvolvimento do sistema

térmico em estudo (CQPR). Dentre esses argumentos, destacam-se: i) a característica do perfil de temperatura; ii) o método de extração de energia da zona de reação; iii) a onda de combustão, que se propaga ao longo do meio poroso; e iv) o escoamento recíproco da mistura ar-combustível que atravessa o queimador.

4.1.1 Perfil de Distribuição de Temperatura

A Combustão de Filtração estende significativamente os limites de inflamabilidade da mistura ar-combustível, até as regiões de misturas ultra-pobres ou ultra-ricas, como mostra a Figura 4.1. Os queimadores convencionais de mercado não chegam até os limites de inflamabilidade obtidos em laboratório, os quais são mostrados na citada figura. Entretanto, os queimadores dotados de uma matriz porosa (superadiabáticos) conseguem experimentar razões de equivalência ultra-baixas e ultra-ricas, atingindo valores surpreendentes: em torno de 0,1 e 10, respectivamente.

Embora a temperatura de combustão possa exceder além da predição adiabática, ela é sempre relativamente baixa, se comparada com as chamas homogêneas. Entretanto, a temperatura em um queimador poroso apresenta um perfil de distribuição aproximadamente linear, com pequena flutuação de valores, independentemente da razão de equivalência. Os efeitos combinados da baixa concentração de combustível na mistura e a baixa temperatura de combustão, fazem queimadores superadiabáticos capazes de produzir emissões ultra-baixas de NO_x e CO (BINGUE et al., 2002). Além do mais, a extensão das condições operacionais à faixa de misturas ultra-pobres é extremamente atraente para aplicações que envolvem a queima de gases de rejeitos, que possuem baixo poder calorífico (como, por exemplo, ar de ventilação de minas de carvão).

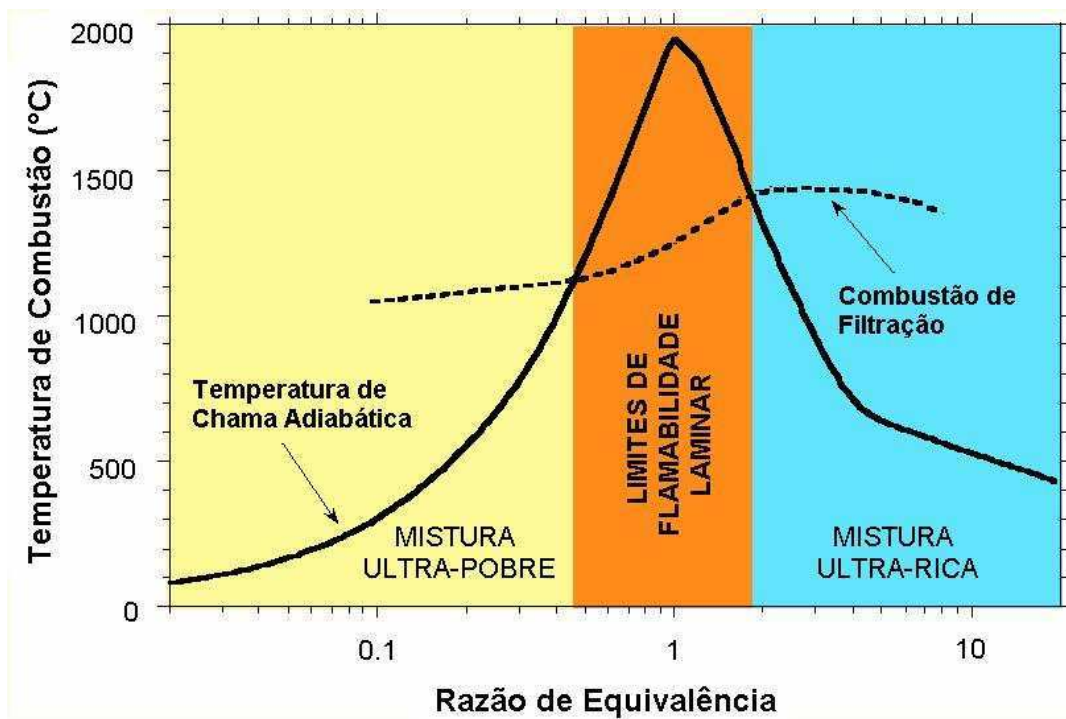


Figura 4.1 - Perfil de distribuição de temperatura da Combustão de Filtração do metano em relação à Combustão Adiabática em função da razão de equivalência.

A tecnologia empregada a esse trabalho de pesquisa, teve como objetivo principal desenvolver um novo conceito de caldeira equipada com um queimador poroso volumétrico de escoamento recíproco, onde estão inseridos dois pares de trocadores de calor, nas extremidades do berço poroso. Devido à natureza transiente da combustão em um queimador superadiabático, as temperaturas máximas mostram pouca sensibilidade ao conteúdo da riqueza da mistura, geralmente na faixa de 1270 a 1670K (BARCELLOS et al., 2006). A combustão pode ser mantida na região ultra-pobre, com razões de equivalência tão baixas quanto 0,1, devido ao efeito superadiabático. No entanto, para razões de equivalência maiores, próximas da estequiometria, a combustão é subadiabática, como mostra a Figura 4.1.

4.1.2 Extração de Energia com Trocadores de Calor

Esforços em melhorar as técnicas existentes para extração de calor a partir da queima de combustíveis fósseis estão principalmente direcionados aos seguintes objetivos: diminuição de emissão de poluentes, melhora da eficiência e aumento da potência

específica (potência por unidade de volume) do queimador (CONTARIN, 2001). De modo a aumentar simultaneamente a eficiência e reduzir o tamanho do queimador, a transferência de calor entre os produtos da reação quente e um corpo frio (trocador de calor) precisa ser melhorada. Este resultado pode ser alcançado com o aumento da superfície do trocador de calor, modificando a sua morfologia ou aumentando turbulência e a velocidade do escoamento. Normalmente, aumentando a superfície de troca implica na desvantagem de aumentar o tamanho e o custo do sistema. Por outro lado, uma alta velocidade de escoamento implica em altas quedas de pressão.

Até onde as emissões de poluentes são relevantes, a redução da temperatura de combustão é uma das maneiras mais efetivas de limitar a produção de NO_x . Este objetivo pode ser alcançado com a inserção de uma espécie de sorvedouro de calor próximo à zona de combustão. Em queimadores de chama convencional, uma grande inconveniência aparece com essa estratégia: a presença de superfícies frias nas proximidades da zona de reação tende a propiciar o apagamento da chama, o que causa como consequência emissões de CO e hidrocarbonetos não queimados (CONTARIN, 2001).

A idéia de utilizar meios porosos para extrair calor de produtos da combustão foi inicialmente aplicada em queimadores radiantes. Exemplos de estudos relacionados a esse tipo de equipamento podem ser encontrados nos trabalhos de Rumminger et al. (1996) e Tong e Sathe (1991). Esses queimadores usam meios porosos como transmissores de calor. De fato, devido à sua alta emissividade, pode transferir efetivamente calor absorvido dos produtos para as vizinhanças via emissão de radiação infravermelha. Dentre as primeiras tentativas de desenvolver um aquecedor-combustor de superfície eficiente, é de particular importância mencionar os trabalhos de Xiong et al. (1995) e de Contarin (2001). Eles construíram um queimador que continha vários tubos de resfriamento envolvidos na matriz porosa. A mistura combustível escoava através do sistema e é queimada na direção contracorrente dos tubos de resfriamento. Um “*grid*” de distribuição de água resfriada é localizado na entrada para estabilizar a chama, prevenindo o “*flashback*”.

No caso de um aquecedor de combustor de superfície (queimador superadiabático), as superfícies do trocador de calor estão envolvidas em uma matriz porosa. Devido à bem desenvolvida área interna e à intensa mistura do escoamento dos gases do meio poroso, a transferência de calor convectiva “gás-matriz porosa” é acentuada. Além do mais, na transferência de calor por condução e radiação presentes na fase sólida, alguma energia da zona de combustão “*recircula*” até a mistura não reagida, ajudando na estabilidade da

chama. O corpo frio recebe calor não somente do gás, mas também (e na maior parte) das partículas sólidas constituintes do meio poroso, tanto por condução como por radiação. Por esta razão, a taxa de transferência de calor por unidade de área do trocador de calor é consideravelmente maior, em comparação aos queimadores convencionais (CONTARIN, 2001). A presença do meio poroso ajuda a manter baixa a temperatura de combustão e, assim, diminuir a formação de NO. O meio poroso absorve efetivamente o calor gerado pela reação, e assim abaixa a temperatura de combustão e reduz a formação de NO_x. Por outro lado, a matriz promove a dispersão de monóxido de carbono não reagido e hidrocarbonetos formados nas camadas de contorno adjacentes aos trocadores de calor. Além disso, a uma distância razoável do corpo do trocador de calor, o não-equilíbrio térmico entre as partículas sólidas e a fase gás é extremamente baixo, devido a isso praticamente não há ocorrência de apagamento de chama.

A estratégia de colocar os trocadores de calor nas extremidades do reator foi feita com o motivo de evitar a interação direta entre os tubos resfriadores e a zona de reação. Diferentemente do que acontece em aquecedores-combustores estacionários, onde o gás reagente é resfriado pela ação fechada da extração de calor, no queimador superadiabático, o calor subtraído da zona de combustão é indiretamente transferido aos trocadores de calor após ser estocado na matriz porosa. Dessa maneira, a zona de reação fica livre de apagamentos nos tubos resfriadores, e a produção de CO é reduzida (BARCELLOS et al., 2003).

4.1.3 Propagação da Onda de Combustão

A intensa transferência de calor intersticial resulta em um baixo grau de não-equilíbrio térmico entre as fases gás e sólido, o que permite o acoplamento entre a onda térmica e a onda de reação (ou onda de combustão). Esta situação geralmente corresponde ao regime de baixa velocidade da CF, de acordo com a classificação proposta por Babkin (1993). O movimento da zona de combustão resulta em fluxos de entalpia positivos ou negativos entre o gás reagente e o berço sólido. Como resultado, as temperaturas de combustão observadas podem divergir significativamente das predições adiabáticas e são controladas principalmente pela química de reação e pelo mecanismo de transferência de calor.

Sistemas estacionários e transientes são as principais abordagens de projetos mais empregadas na combustão porosa. O primeiro é largamente utilizado em queimadores

radiantes e aquecedores de queimador de superfície. Em tais sistemas, a zona de combustão é estabilizada em uma secção finita da matriz porosa, por imposição das condições de contorno. Entretanto, em meios porosos uniformes e sem restrições, o que normalmente caracteriza os queimadores volumétricos, a zona de combustão propaga-se livremente como uma onda de combustão, nos sentidos “upstream” ou “downstream”, i.e., contra ou a favor em relação ao sentido do escoamento, respectivamente. A propagação da onda de combustão “upstream” resulta em temperaturas de combustão subadiabática (LAEVSKII; BABKIN, 1982), enquanto que a propagação “downstream” corresponde à combustão para o regime superadiabático (ZHDANOK et al., 1995).

A partir dessa observação, tem-se verificado que configurações estacionárias e transientes têm sido provadas em queimadores porosos, mesmo sabendo-se que a onda de Combustão de Filtração é transiente, por natureza (KENNEDY et al., 1995). Em princípio, a zona de reação tende a se propagar contra ou a favor do escoamento da mistura ar-combustível, dependendo da relação entre a temperatura de combustão e a temperatura de chama adiabática. A seguir, é apresentada a Figura 4.2, a qual mostra a onda de combustão propagando-se dentro de um queimador poroso volumétrico. Há um gradiente de temperatura entre a entrada e a zona de reação, e para análise considera-se que o volume de controle viaja com a velocidade da onda.

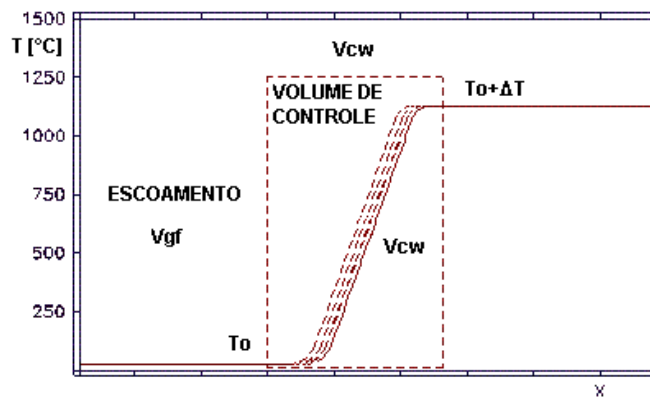


Figura 4.2 - Propagação da Onda de Combustão de Filtração.

Contarin et al. sugere um modelo para esse sistema heterogêneo, que auxilia o entendimento dos processo de processo da onda de combustão na CF (CONTARIN et al., 2003c), com base na análise do balanço de energia. Como hipóteses simplificadoras, o queimador poroso é considerado unidimensional e as temperaturas do sólido e do gás como

sendo iguais em cada ponto do reator. A onda da combustão de filtração pode ser esquematicamente representada como uma rampa-degrau de temperatura, similar à que está esboçada (qualitativamente) na Figura 4.2. O gradiente de temperatura é mantido, apesar da condução e radiação presentes na matriz porosa, devido à transferência de calor entre as duas fases (sólida e gás). Na primeira parte da rampa, a mistura fresca (v_{gf}) que penetra na câmara é pré-aquecida pelos efeitos de condução e radiação oriundos da zona de reação, a qual está a certa distância da extremidade do reator. Por outro lado, a mistura fresca entrando no meio poroso tende a resfriar o sólido e, conseqüentemente, a reduzir a temperatura na zona de reação. Em algum lugar, a mistura ar-combustível alcança uma temperatura suficiente para iniciar uma reação auto-sustentável. Então, na última parte da rampa, a temperatura do gás ultrapassa a do sólido e parte do calor é transferida ao meio poroso.

Observa-se então um gradiente natural de temperatura na extremidade do reator que recebe a mistura a ser queimada, também citado por Hoffmann et al. (1997). A Figura 4.2 ilustra esse processo, caracterizando a temperatura “ T_0 ” da mistura fresca e a temperatura final dos gases de exaustão, definida como a soma da temperatura inicial de entrada mais o incremento de temperatura “ ΔT ” resultante da reação. Dependendo do balanço total de calor (i.e. no sinal da integral de calor transferido do sólido para o gás e vice-versa), a onda pode viajar a favor ou contra a corrente.

A partir da escolha de um referencial que se movimenta com a onda de combustão, podemos tratar o sistema como estacionário. Então uma equação da conservação de energia em regime permanente pode ser escrita para uma porção do reator contendo a onda de calor. A localização e comprimento dessa porção precisam ser escolhidos de tal forma que os gradientes de temperatura axial em seu contorno sejam zero, ou desprezíveis. Para efeito de modelamento do processo, estabelece-se que com relação ao volume de controle, o gás entra pela esquerda a uma temperatura T_0 e sai à direita a uma temperatura $T_0 + \Delta T$. Como o referencial está se movendo para a direita com velocidade “ v_{cw} ”, a matriz porosa “entra” com o volume de controle pela direita com uma velocidade $-v_{cw}$ e temperatura $T_0 + \Delta T$, e sai pela esquerda com temperatura T_0 . O calor produzido pela reação dentro do volume de controle é suposto ser caracterizado pela expressão “ $c_{pg} \rho_g \Delta T_{ad}$ ”. A partir disso, Contarin (2001) define uma expressão de propagação com sendo função: i) das

propriedades da matriz porosa e da mistura ar-combustível; ii) da variação de temperatura no meio poroso em relação ao meio externo; e iii) da extração de energia do meio poroso.

$$v_{cw} = v_{gf0} \frac{\rho_{g0} c_{pg}}{c_s \rho_s} \left(1 - \frac{\Delta T_{ad}}{\Delta T} \right) + \frac{\dot{Q}_{exch}}{A c_s \rho_s \Delta T} \quad (4.1)$$

A equação acima ilustra a peculiaridade da Combustão de Filtração. Em chamas adiabáticas convencionais, a temperatura é determinada pela quantidade de calor da mistura (i.e. igual à temperatura adiabática), enquanto sua velocidade depende da química da reação. Por outro lado, em chamas de meios porosos, a química controla a temperatura de combustão, que permanece praticamente constante ao longo de uma larga faixa de quantidade de calor, enquanto a quantidade de calor rege a propagação da onda (v_{cw}).

Considerando que a temperatura de combustão não é facilmente ajustável pela razão acima mencionada, há apenas duas maneiras que podem estabilizar a onda de combustão. No caso de um reator adiabático (sem perdas de calor) a velocidade da onda pode igualar-se a zero, ajustando a quantidade de calor da mistura combustível tal que $\Delta T_{ad} = \Delta T$. Em queimadores reais, o valor de ΔT_{ad} precisa ser levemente maior que ΔT para compensar as perdas de calor. Outra alternativa é, obviamente, lidar com a questão da troca de calor. O que acontece com os queimadores porosos (com extração de energia nas extremidades) é que, quando a onda de combustão se propaga livremente contracorrente (onda subadiabática) até encontrar o “sorvedouro de calor” (por exemplo, um trocador de calor de água resfriada). Ou seja, a zona de reação se aproxima cada vez mais do corpo frio até o ponto em que a extração de calor seja grande o suficiente para deixá-la parada.

Apesar de ser essencial confinar a reação (confinamento em reatores infinitamente longos tende a ser caro), ambos os métodos têm grandes desvantagens. O primeiro limitaria bastante a flexibilidade da caldeira, porque a razão de equivalência teria que ser constante. Por outro lado, quando um sorvedouro de calor é usado para estabilizar a reação, o corpo frio está extremamente próximo da zona de combustão, dando espaço para o apagamento da chama e produção de CO. O mesmo efeito restritivo, sem as desvantagens descritas acima, pode ser alcançado com a introdução de um “*Sistema de Escoamento Recíproco*”, que alterna periodicamente o sentido do escoamento da mistura ar-combustível.

4.1.4 Queimadores de Escoamento Recíproco

Um diferencial de projeto do queimador, que constitui a CQPR em desenvolvimento, é a aplicação de um fluxo recíproco da mistura ar-combustível que atravessa a câmara de combustão, compondo um meio ciclo de operação a cada vez que a mistura escoar em um dos sentidos, aplicada em sistemas térmicos de combustão porosa por Hannamura et al. (1993a, 1993b), Kennedy et al. (1995, 1999) e Barcellos et al. (2003, 2006). Esse meio ciclo é revertido após um período de tempo determinado, função das características do reator e das condições de operação, em termos de perfis de distribuição de temperatura e emissões desejados. Basicamente, uma Caldeira de Queimador Poroso Recíproco (CQPR) é um sistema que permite confinar a combustão no reator de meios porosos, embora preservando a sua natureza transiente. Diferentemente do que poderia se pensar, a habilidade desse sistema em evitar que a chama saia do queimador, pouco tem haver com a inversão da direção da propagação da onda de combustão. Se iniciarmos a combustão no meio de uma CQPR com certo comprimento, observaremos a zona reação partir-se em duas, como mostrado na Figura 4.3. Cada zona está “acoplada” com uma onda de combustão, quando a mistura fresca escoar para o mesmo lado, enquanto é uma onda de calor que se propaga livremente durante a outra metade do ciclo. As duas zonas de reação se deslocam cada vez mais afastadas uma da outra em direção aos extremos do reator.

O motivo pelo qual os dois picos finalmente param quando chegam até as extremidades do reator é dado pelo fato que nessa posição a mistura fria que entra no reator provê efeito “sumidouro de calor” discutido anteriormente. Entretanto, esse efeito de resfriar da mistura fria nem sempre é suficiente para interromper a propagação das duas zonas de reação. Para misturas mais ricas, a combustão não pode ser confinada (*flashback*), ao menos que dois corpos frios sejam colocados nos extremos do reator. Note que para um reator perfeitamente adiabático, entre as duas zonas de reação deveria haver um *plateau* de temperatura uniforme. Senão, a seção central, estando longe das zonas de reação, esfriaria devido às perdas de calor. Para uma CQPR realisticamente isolada termicamente, observaríamos um “*plateau*” de alta temperatura, com uma leve depressão na zona central devido às perdas de calor. Então, é esperado que pelos efeitos combinados de condução, convecção e radiação de calor, a distribuição de temperatura no meio poroso varia de um

perfil de triangular a um trapezoidal, conforme haja um incremento na razão de equivalência.

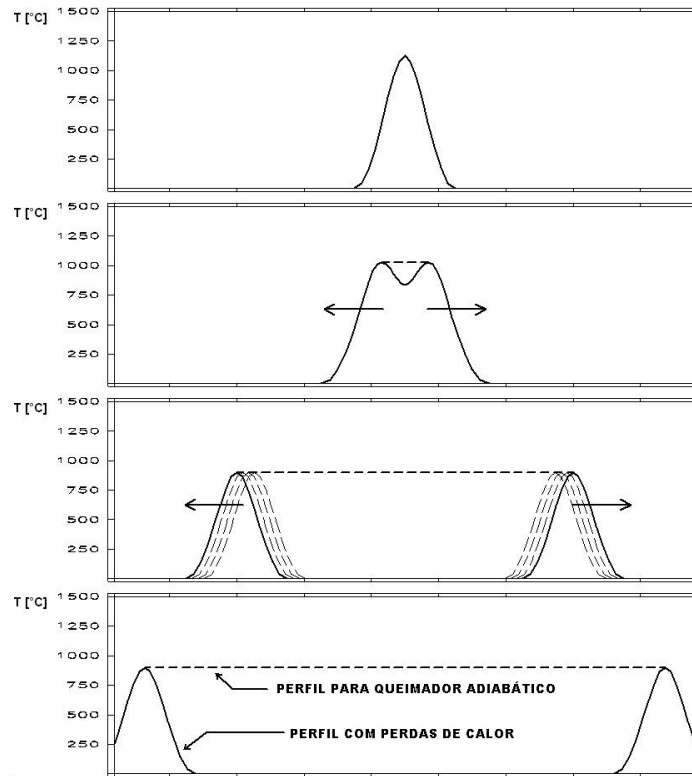


Figura 4.3 - Propagação de ondas de combustão de filtração (O gráfico é qualitativo).

Uma das características mais interessantes da CQPR está na sua habilidade de ser operado com mistura de ar-combustível ultra-pobre. Na verdade, devido à reversão da direção do escoamento e à considerável inércia térmica da fase sólida, a matriz porosa pode fornecer um efeito de recuperação de calor efetivo. Por essa razão, a temperatura de combustão na CQPR pode exceder bem além dos valores adiabáticos.

Recentemente, queimadores porosos têm sido sujeitos tanto a estudos numéricos (HANNAMURA et al., 1993a, 1993b) e experimentais por Hoffmann et al. (1997) e Kennedy et al. (1995). O interesse pela combustão em meios porosos tem começado desde a configuração estacionária, onde a posição da chama foi estabilizada pela radiação da matriz porosa em seus contornos (YOSHIZAWA et al., 1988). Após isso, ele passou para a combustão transiente, em particular para o queimador de escoamento recíproco, atraído principalmente pela possibilidade de queimar misturas ultra-pobres. Ele também estudou a aplicação do conceito do escoamento recíproco para um resfriador/aquecedor termoelétrico

(efeito Peltier/Joule) (TADA et al., 1996). O trabalho de Echigo foi focado principalmente na determinação do efeito de vários parâmetros como razão de equivalência, velocidade do fluxo dos gases, característica do meio poroso, etc. no perfil de temperatura.

O benefício direto do sistema reversão para controle de escoamento da mistura ar-combustível é conseguir confinar a onda de combustão nos limites físicos do queimador, conseguindo um perfil de temperatura trapezoidal. A temperatura da combustão auto-regulada é menor que em queimadores estacionários e, como conseqüência, permitindo menores emissões de NO. Essa característica é enfatizada na faixa de mistura ultra-pobre, onde a concentração de combustível extremamente baixa reduz ainda mais a produção de NO.

4.2 Biogás do LCCV

Considerando que o foco desse projeto de pesquisa à aplicação da CQPR na queima de um biocombustível obtido de uma biomassa pouco estudada (o coco verde), até então, cabe citar alguns aspectos inerentes a esse substrato agrícola, com relação à sua origem e ao tratamento de beneficiamento para obtenção do biogás.

O impacto ambiental relacionado ao coco verde é resultante do fato de que o consumo crescente de água de coco verde, “*in natura*” ou industrializada, vem acompanhado de um expressivo aumento de resíduos, constituídos basicamente pela casca fibrosa do fruto. Esse material remanescente, que representa 85% da massa total do coco verde, é descartado em lixões e aterros sanitários, causando sérios problemas ao meio ambiente.

Buscando uma solução eficaz para essa questão, a Embrapa Agroindústria Tropical construiu em Fortaleza uma Usina-Piloto para a transformação da casca de coco verde em matéria-prima, como uma forma de utilização desse substrato agrícola. Seu beneficiamento, em processo agro-industrial, utiliza processos específicos, como esmagamento e secagem do fruto, para a obtenção do pó e da fibra, visando a produção de matéria-prima para o artesanato cerâmico, a indústria têxtil e outros. Entretanto, durante o processo, a casca do coco verde é prensada para diminuir o teor de umidade e reduzindo o tempo de secagem do produto. O resíduo líquido deste processo de prensagem possui DQO em torno de 70 g/L e DBO de aproximadamente 35 g/L, além de elevados teores de tanino, nitrogênio, potássio, fósforo e sólidos suspensos voláteis (ARAÚJO et al., 2004).

Entretanto, essa atividade enfrenta um desafio que é o de lidar com o líquido remanescente do processo de esmagamento da casca do coco verde (LCCV), que contém

um elevado teor de carga orgânica. Uma alternativa aplicável foi o reator anaeróbio de leito de lodo e fluxo ascendente (*Upflow Anaerobic Sludge Blanket – UASB*). Embora essa tecnologia tenha um extenso campo de aplicação para tratar efluentes com carga orgânica elevada com boa eficiência na produção de gás metano, essa experiência foi inédita na época (2004-2007), o que acabou gerando trabalhos científicos em nível de mestrado e doutorado (ARAÚJO, 2008; FREITAS NETO, 2007).

O fato desafiante neste projeto foi o fato de que este efluente é rico em tanino, com concentrações elevadas de nitrato e nitrito, além de possuir elevada condutividade. Então, o fator limitante na degradação anaeróbia de tal efluente era a elevada concentração de tanino (13 g/L), composto reconhecido como tóxico para grande parte dos microrganismos e possivelmente inibidor do crescimento bacteriano (ARAÚJO, 2008). Baseado em argumentos favoráveis de alguns autores, mencionados em Araújo (2008), Leitão et al. (2004) iniciou as pesquisas na Embrapa, em parceria com a UFC, conseguindo tratar com sucesso esse efluente que, para lidar com elevado teor de tanino, utilizou técnicas especiais de tratamento, dentre elas a recirculação do líquido, resultando na diminuição da toxicidade LCCV.

Por outro lado, a dificuldade de tratamento do LCCV, que resulta em um biogás de composição irregular durante o processo produtivo, coloca em dúvida a possibilidade de utilização de um queimador convencional, sem purificação prévia do biogás (o custo de um sistema de purificação de biogás poderia inviabilizar a Usina-Piloto). Essa dificuldade em manter a regularidade na composição, por vezes com baixas concentrações de metano, pode comprometer a estabilidade de um processo de combustão. Em condições de operação de baixa razão de equivalência, esse inconveniente pode resultar em baixa eficiência de combustão e, conseqüentemente, em elevado índice de emissões de monóxido de carbono (CO). Ainda, mesmo o sulfeto de hidrogênio em baixas concentrações, em nível de traço, pode também apresentar problemas operacionais em queimadores convencionais.

Todos esses aspectos que envolvem o Biogás do LCCV motivaram a pesquisa da CQPR, tendo em vista que a expectativa foi a de desenvolver uma instalação auto-sustentável na Usina-Piloto da Embrapa, tanto econômica como ecologicamente, visando eliminar a necessidade de um sistema de purificação e produzir baixas emissões de NO_x e CO.

Capítulo 5 - Aparato Experimental

5.1 Projeto Básico e Arranjo Geral da Instalação

O projeto básico da caldeira engloba diversos sistemas e equipamentos, com finalidades bem definidas. O papel que cada sistema ou componente desempenha no sistema de ciclo Rankine, para o qual este projeto foi preparado, juntamente com outra linha de pesquisa, a Turbina Tesla, está apresentado nas seções deste capítulo. A Figura 5.1 mostra a estrutura com todos os componentes, a exceção da turbina.

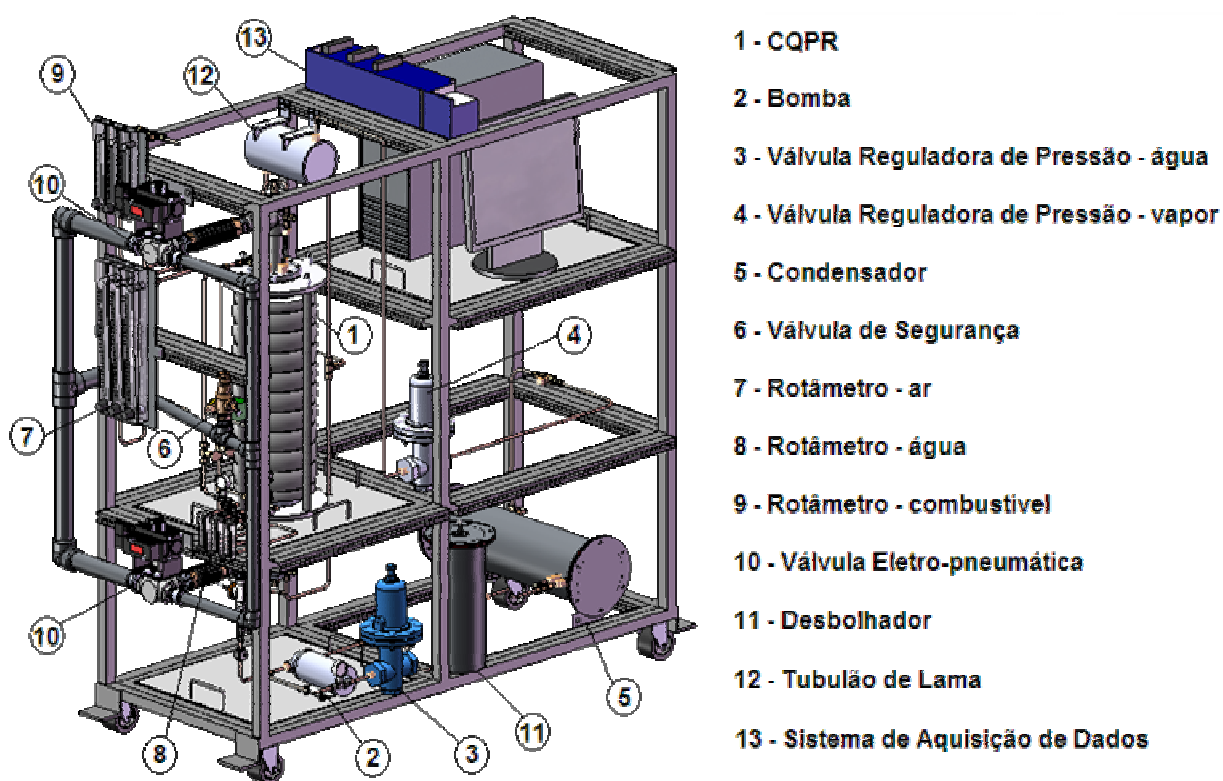


Figura 5.1 - Arranjo Geral do Sistema Térmico de Geração de Vapor.

5.2 Projeto Construtivo da Caldeira

O protótipo da caldeira a vapor em estudo, construído em escala de laboratório, basicamente consiste de um queimador poroso com trocadores de calor inseridos no berço poroso, o qual funciona mediante um fluxo recíproco de mistura ar-combustível. Por esse berço, atravessa a mistura ar-combustível ao longo de todo seu comprimento, sendo revertida periodicamente a partir de um ciclo de tempo pré-estabelecido.

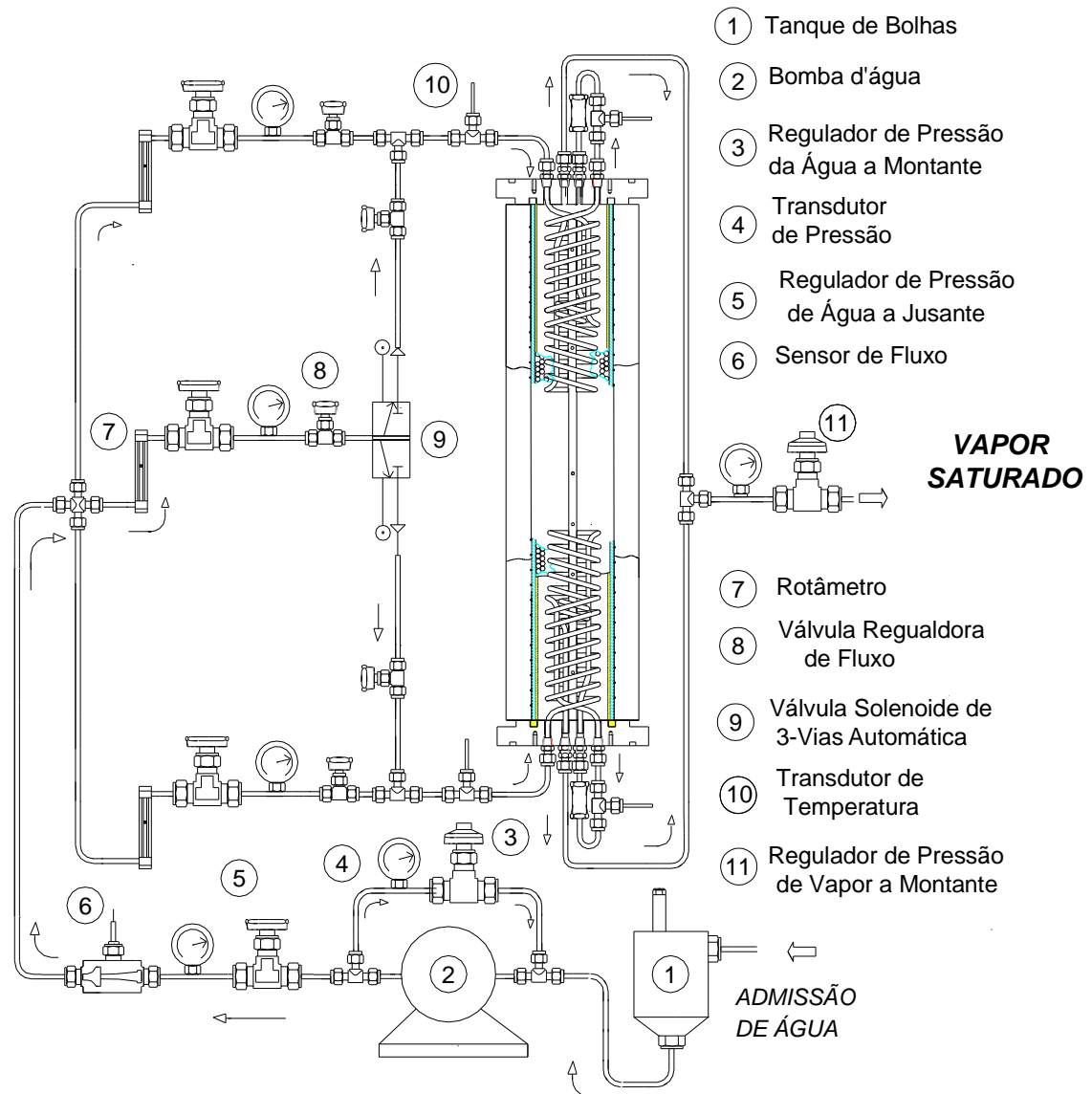


Figura 5.2 - Esquemático do sistema água-vapor (instrumentos de controle).

5.2.1 Reator

O princípio de funcionamento da Caldeira de Queimador Poroso Recíproco (CPQR) é razoavelmente complexo. Diferentes níveis do aparato são mostrados nas Figuras 5.2 a 5.6. Um arranjo esquemático do sistema de suprimento de água/vapor está ilustrado na Figura 5.2. A Figura 5.3 mostra uma vista de uma parte do reator, próxima aos trocadores de calor. A seqüência do ciclo de reversão está ilustrada na Figura 5.4. Finalmente, na Figura 5.6 é mostrada uma vista esquemática geral do queimador, incluindo o sistema de aquisição de dados.

O núcleo da caldeira consiste de um tubo de quartzo ($L = 500$ mm, $D = 76,4$ mm), o qual cria o meio poroso de porosidade aproximada de $\varepsilon = 0,4$, ao ser constituído de esferas de alumina (Al_2O_3) de diâmetro de 5,5 mm, aproximadamente, que preenche integralmente a câmara de combustão. Entre as esferas de alumina e a parede do tubo há uma camada de 3 mm de isolamento de fibra cerâmica (*Kaowool*) interposta. Essa camada serve para evitar o contato direto das esferas com o quartzo, que pode ser tanto fonte de perdas de calor como esforço mecânico exercido no tubo de quartzo, no caso de haver dilatação térmica do meio poroso. Em ambas as extremidades do reator existem dois flanges de alumínio que retêm o meio poroso dentro do tubo. Entre esses flanges, anéis de silicone estão interpostos de modo a auxiliar em manter o sistema o mais isolado possível com a vizinhança, além de ajudar a manter a câmara de combustão estanque.

A mistura ar-combustível entra no reator através dos furos principais, localizados no centro de cada flange. Outros seis furos menores existem em cada um dos flanges. Quatro deles permitem a passagem dos trocadores de calor (um de cobre e o outro de aço inoxidável). Os dois restantes servem de entrada e saída de água para resfriamento do flange.

Um fio de liga Fe Cr Al 875 ($d = 1,3$ mm) circula todo comprimento do tubo de quartzo, com um passo uniforme de 15,2 mm (aproximadamente). Esse fio tem a finalidade de servir como resistência elétrica para pré-aquecer o meio poroso. O resistor é fixado no tubo de quartzo com uma cola cerâmica. Esse mesmo resistor, durante a fase de pré-aquecimento, é alimentado eletricamente por um “Variac Autotransformador” – equipamento capaz de variar a tensão, com o qual consegue-se variar a voltagem na faixa de 0 a 100 V (corrente alternada).

A caldeira está isolada termicamente com uma espessa camada de *Kaowool*. O material de isolamento, especialmente quando novo, produz gases desagradáveis quando aquecido. Para evitar a exalação desses gases, uma carcaça de metal é presa nos dois flanges e envolve o sistema. Além disso, essa carcaça está ligada ao sistema de exaustão da sala de teste, por meio de um duto flexível de 76,2 mm (3 polegadas) de diâmetro (nominal).

5.2.2 Trocadores de Calor

Quatro trocadores de calor estão inseridos no interior da matriz porosa, dois em cada extremidade. Consistem de dois tipos: o primeiro é feito de um tubo de cobre de diâmetro $d_{ex} = 4,76$ mm (3/16") e comprimento $l_{ex1} = 95$ mm, o segundo, de aço inoxidável, diâmetro semelhante ao primeiro e comprimento $l_{ex2} = 60$ mm. Os trocadores têm formato helicoidal de diâmetro $D = 51$ mm e passo de 10 mm (aproximadamente). A geometria dos trocadores de calor está representada na Figura 5.3.

Cada conjunto de trocador de calor consiste de duas espiras idênticas (mesmo passo e diâmetro). Em um dos conjuntos de espiras, a água é levada em direção ao centro do reator, enquanto que no outro, a água está voltando. O comprimento total do conjunto (trocador de cobre e aço inox) é de até 155 mm contando a partir da extremidade do flange. As duas “pernas” de cada trocador saem do reator por furos nos flanges. Conseqüentemente, o conjunto é ligado à tubulação de suprimento de água (extremidade da entrada do trocador de cobre) e a tubulação de vapor (extremidade da saída do trocador de inox). Detalhes sobre a rede de água/vapor estão na seção 5.3.

5.3 Sistema Água-Vapor

O sistema de suprimento de água desse protótipo de caldeira consiste de válvulas de regulagem, reguladores de pressão, válvula três-vias e instrumentos dedicados a medir a vazão, a pressão e a temperatura. A água é suprida independentemente para cada seção do reator (nas extremidades superior e inferior) a uma pressão de trabalho (de 500 kPa a 800 kPa). A pressão do sistema é mantida constante, usando um regulador de pressão a montante, instalado na tubulação de saída da caldeira, após

junção dos tubos de vapor de cada extremidade da caldeira. A vazão de água é controlada por meio de três rotômetros, marca *Dwyer* – modelo MMA-37, o que fornece uma escala total de $1,00 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ($600 \text{ cm}^3/\text{min}$). Os rotômetros estão diretamente ligados à linha de suprimento de água.

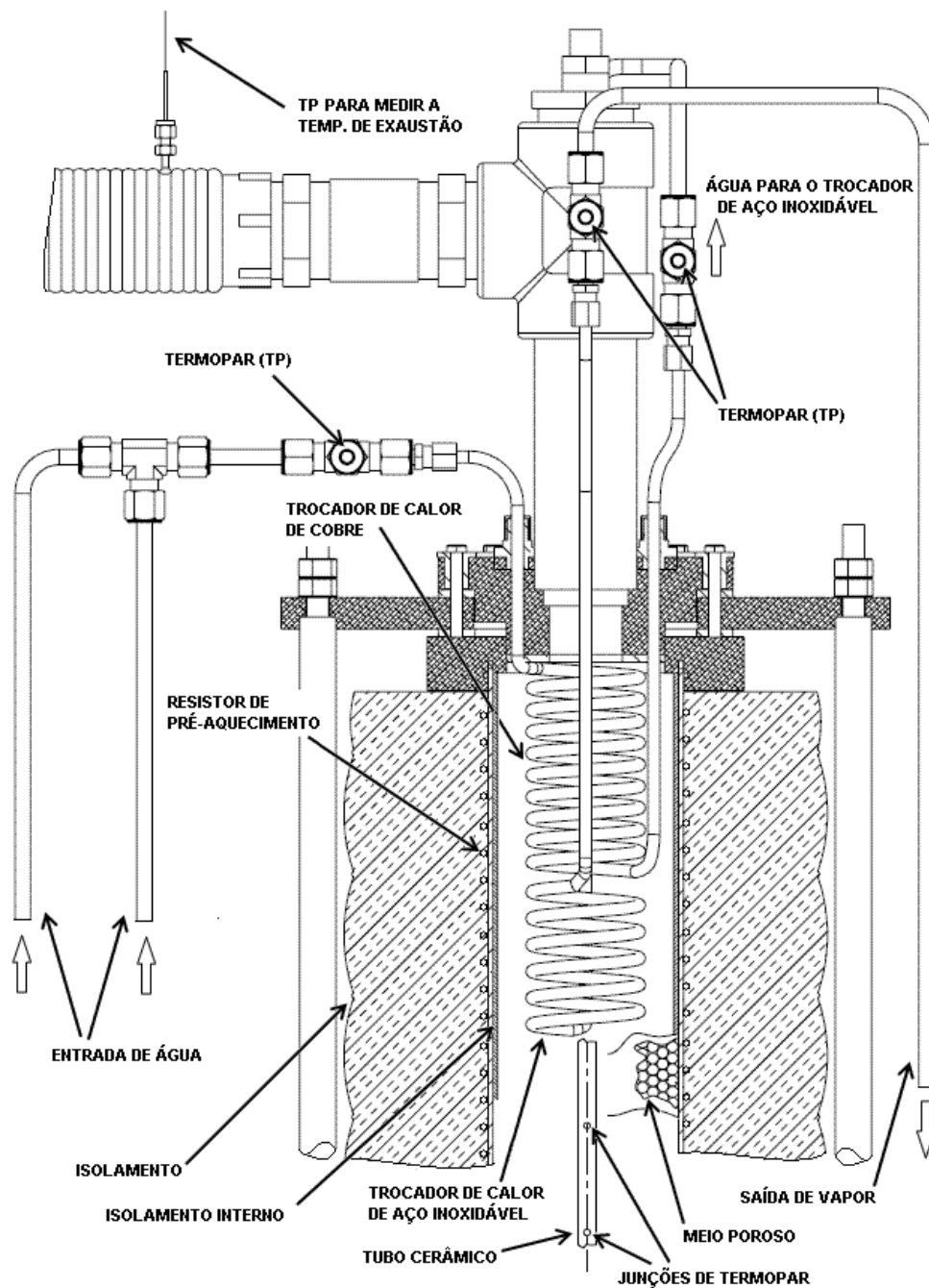


Figura 5.3 - Detalhe da parte superior do reator.

A temperatura média da água nos circuitos de entrada e saída são aproximadamente 300K e 438K (em pressão de 700 kPa – pressão de referência), respectivamente. O protótipo produz vapor saturado na pressão de referência, mantendo uma boa estabilidade do processo de vaporização. A vaporização dentro dos trocadores de calor da caldeira apresenta uma forte influência sobre as emissões de CO. A Figura 5.2 apresenta um esquemático do sistema de água/vapor instalado no protótipo desenvolvido.

Ambas as seções de caldeiras (superior e inferior) são conectadas através de uma única tubulação de saída para produção de vapor. Alguns efeitos de pressão na linha de alimentação de água foram observados em ambas as seções devido ao processo de mudança de estado da água, porque ocorrem ondas de pressão em sentido contrário ao escoamento, onde o fluxo de calor é mais intenso.

5.4 Sistema de Gases

O sistema de gases está composto pelo sistema de reversão, tubulação de admissão e exaustão. Detalhes de redes desse sistema estão apresentados nas seções subsequentes.

5.4.1 Sistema de Reversão

A tubulação de entrada e saída do reator está ligada a duas válvulas eletro-pneumáticas de três vias. As válvulas também conectam a linha de mistura ar-combustível e a linha de exaustão dos gases. As Figuras 5.4 e 5.6 mostram esquematicamente o funcionamento do sistema de reversão. As duas válvulas estão ligadas simultaneamente em direções opostas, de tal maneira que, quando um lado está ligado à linha de mistura ar-combustível, o outro está conectado à linha de exaustão dos gases e vice-versa. Dessa forma, o sentido do escoamento é alternado de acordo com o estado das válvulas. O funcionamento dessas válvulas é feito através de atuadores eletro-pneumáticos que realizam fisicamente o movimento das mesmas. Esses atuadores são alimentados por uma linha de ar comprimido. Quando a linha é pressurizada, o atuador gira totalmente a haste da válvula. Quando a pressão é liberada, o pistão do atuador, comandado por uma válvula solenóide,

permite que a esfera da válvula retorne à sua posição inicial. Um temporizador (*timer*) é utilizado para controlar o estado das eletro-válvulas.

5.4.2 Sistema de Suprimento de Mistura Ar-Combustível

A admissão do sistema consiste de uma mistura de combustível e ar, onde o combustível pode ser metano ou biogás. Devido ao interesse em estudar o desempenho do sistema a conhecidas razões de equivalência (Φ) e velocidades de filtração (v_{gr}), é essencial poder controlar a vazão dos dois gases.

A taxa de vazão do metano (ou biogás) é medida (e controlada) com o auxílio de três rotâmetros Dwyer, com uma escala de 0 a $3,93 \cdot 10^{-5}$ m³/s (0 a 5 SCFH) (ar) cada um. A pressão à montante dos rotâmetros é mantida constante por um regulador de pressão, conectado à tubulação.

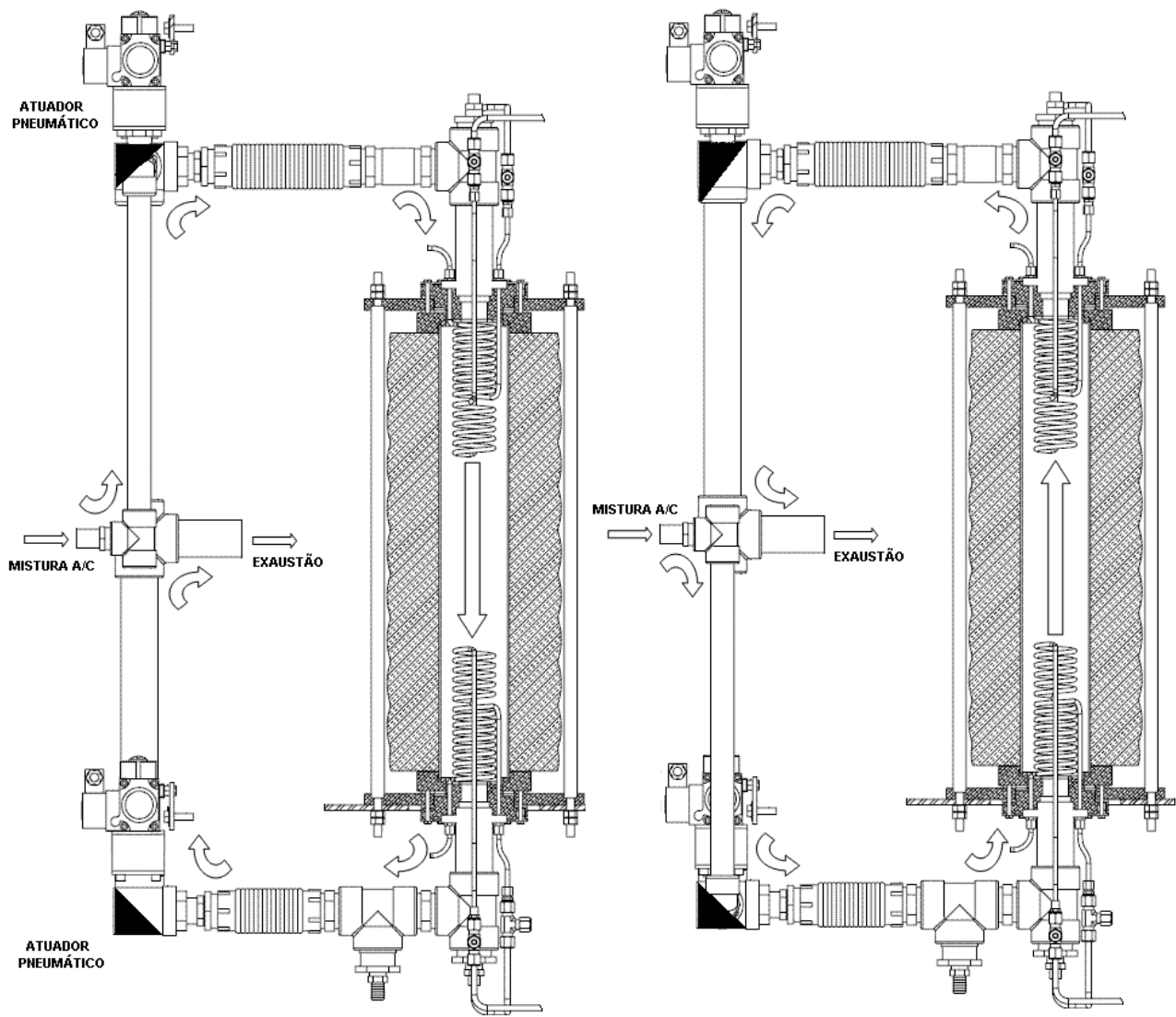
A vazão do ar é medida (e controlada) com o auxílio de dois rotâmetros *Dwyer*, um com escala de $3,15 \cdot 10^{-4}$ a $3,15 \cdot 10^{-3}$ m³/s (40 a 400 SCFH) (Ar) e outro de $3,93 \cdot 10^{-5}$ a $3,93 \cdot 10^{-4}$ m³/s (5 a 50 SCFH) (Ar). A montante dos rotâmetros é conectada com a linha central de ar comprimido seco. O combustível se mistura ao escoamento de ar à montante do sistema de reversão. Uma tubulação relativamente comprida, juntamente com uma alta velocidade dos gases, garante uma boa mistura.

5.5 Instrumentos

5.5.1 Termopares

A temperatura da câmara de combustão é medida através de 8 termopares (TP) tipo “S” (liga Platina/Platina-Ródio 10%) de 0.08 mm de diâmetro. A junta soldada gera um potencial elétrico, o qual é função da temperatura da interface (junção) conhecida. Um tubo cerâmico de 8 mm de diâmetro que possui 8 furos axiais alojam esses termopares. Esse tubo atravessa o reator de ponta à ponta. Os comprimentos das porções de Platina e de Ródio são arranjadas de forma que as 8 junções estejam uniformemente espaçadas ~60 mm, estando o primeiro e o último 50 mm afastados das extremidades do reator.

Na parte de cima do queimador, os fios dos termopares estão cuidadosamente separados em um suporte e conectados ao pólo positivo do conector de padrão tipo “S”.



Primeira Metade do Meio Ciclo

Segunda Metade do Meio Ciclo

Figura 5.4 - escoamento da mistura ar-combustível no sistema recíproco.

A temperatura de exaustão dos gases (admissão da mistura, ocasionalmente) é medida por dois termopares tipo “K” (liga Cromel-Alumel), contendo uma ponta fina (diâmetro de 0.5 mm) que permite uma resposta mais rápida. O tempo de resposta desses TP, nesse caso, é um assunto de importância devido à natureza transiente do reator (a temperatura muda periodicamente com o tempo devido à reversão do escoamento). Os dois TP são colocados nas tubulações de entrada / saída a uma distância pequena em relação à extremidade do reator por meio de uma conexão roscada e vedada com anilha de teflon.

A medição da temperatura da água foi grande preocupação, já que as diferenças de temperaturas relativamente pequenas precisam ter boa precisão. Na verdade, (como será discutido em seções posteriores) a temperatura da água é um dos parâmetros usados para o cálculo da eficiência da caldeira. A água, com temperatura de entrada aproximadamente igual a 300K, dependendo das condições. Para medir as temperaturas, foram utilizados termopares tipo “J” (liga Ferro-Constantan).

5.5.2 Analisador de Gases

As emissões de CO, NO e NO₂ são medidas com um analisador de gases eletroquímico. O aparelho opera com uma bomba de vácuo, que realiza a admissão através da sonda. As amostras são limpas e desumidificadas em filtros externos, para logo serem colocadas na seção de análise. Maiores detalhes técnicos podem ser vistos na seção B.1 dos Anexos.

5.5.3 Manômetros de Pressão

Diversos manômetros tipo *Bourbon* estão colocados no sistema de suprimento de água e vapor. Esses instrumentos têm a finalidade de informar os valores das pressões em pontos específicos da tubulação da rede. Em especial, deseja-se saber as pressões à jusante da bomba, na entrada dos trocadores de calor e na linha de vapor.

Além desses manômetros no sistema de água/vapor, o sistema de gases também possui um manômetro, porém, este de coluna em “U”. Esse instrumento foi instalado para fornecer informações sobre a pressão relativa do escoamento dos gases de exaustão, caracterizando as perdas de carga do escoamento dos gases atravessando o meio poroso. A leitura pode ser feita pela diferença das alturas das duas colunas. Outras especificações estão na Lista de Instrumentos (seção B.1).

5.5.4 Sensor de Vazão

Logo na saída da bomba, um sensor de vazão tipo “Palheta” faz medições da vazão do sistema de suprimento de água. Esse sensor interpreta a vazão do escoamento por sinal de frequência. Esse sinal, por sua vez, precisa ser convertido a um sinal de corrente – de

forma que seja possível a sua interpretação no sistema de aquisição de dados – e, para isso, um condicionador de sinais frequência para corrente está intermediando o sensor e o sistema de aquisição. Uma calibração preliminar desse sensor foi feita com o auxílio dos rotâmetros de água.

5.5.5 Incerteza de Medições

Outro item a ser comentado no presente estudo é com respeito à falta de recursos para calibração dos instrumentos, o que conduz a uma limitação a cerca da incerteza de medições. Entretanto, pode-se afirmar que no caso dos rotâmetros, com os quais houve uma preocupação maior, foram operados de acordo com rotâmetros de mesmo fabricante calibrados em outro laboratório (*Energy Systems Laboratory – UIC*). Com isso, a incerteza de medição ficou relacionada aos rotâmetros de uso, com base nos rotâmetros de referência (calibrados).

5.6 Sistema de Aquisição de Dados

Um número de parâmetros é monitorado durante a operação do reator:

- Temperatura em 8 pontos linearmente espaçados na linha de centro do reator;
- Temperatura da entrada e saída dos quatro trocadores de calor;
- Temperatura dos gases de exaustão;
- Vazão do escoamento de água; e
- Fração molar de NO, NO₂ e CO na linha de exaustão.

O Laboratório de Combustão e Energias Renováveis – LACER/UFC possui um sistema que integra a parte que faz a coleta e o armazenamento dos dados (*hardware*) com o processamento (*software*).

Os termopares e o sensor de vazão são conectados ao condicionador de sinais. A sua função principal é de amplificar o sinal de voltagem gerado pelos termopares ou sensores, e ao mesmo tempo filtrar o ruído e fazer a compensação da junção fria, no caso dos TP.

O número total de sensores de temperatura é 16: oito TP dentro da câmara do reator, dois para a exaustão e seis para os trocadores de calor. Para a aquisição desses parâmetros, dois módulos específicos para TP estão instalados.

Um terceiro módulo coleta os sinais de corrente, que foram convertidos pelo condicionador do sensor de vazão. Detalhes técnicos estão descritos na subseção B.1.5.

O *software* que faz o processamento e a interface entre o hardware e o usuário é o *National Instruments LabView 8.20*. Esse programa se encarrega de organizar a aquisição de dados das variáveis físicas relevantes em uma interface gráfica interativa (GUI), a qual foi construída especificamente para fazer os experimentos. A interface é capaz de mostrar a distribuição das temperaturas em tempo real dentro do reator, as temperaturas de entrada e saída do gás e da água e a vazão de água que passa pelo sistema. No entanto, as medições foram programadas para serem coletadas a cada 5 segundos. Outros parâmetros de utilidade que são mostrados, a título de auxílio e orientação no pós-processamento dos dados: a direção do escoamento, a razão de equivalência, a velocidade do escoamento, alarmes, tempo de simulação e tempo do meio-ciclo. A Figura 5.5 mostra a GUI do *LabView*.

Deve ser considerado o trabalho realizado para a criação dessa interface. O programa *LabView* permite que o usuário construa a sua interface gráfica a partir de comandos bastante intuitivos e montá-los com a mesma lógica de uma linguagem computacional. Essa montagem é feita a partir de um diagrama de blocos, onde são colocados os comandos de natureza numérica, booleana, etc., juntamente com indicadores, painéis, alarmes e botões que se interligam na interface gráfica com o diagrama. Assim como também são montados os comandos que fazem a comunicação com o equipamento de aquisição, que são reconhecidos através de canais, como um endereço que localiza o instrumento.

5.6.1 Interface Gráfica

Seguindo a ordem mostrada na Figura 5.5, o painel da interface gráfica do sistema de aquisição de dados comporta os seguintes elementos:

- i. Tela representativa do gráfico “Temperatura vs. Posição do reator” – cuja função é mostrar a temperatura dentro do reator, nas posições onde estão fixados os termopares tipo “S”. Na tela do gráfico, os oito pontos estão localizados nas

posições (em milímetros): 50, 100, 160, 220, 280, 330, 390 e 450. Enquanto o equipamento de aquisição coleta os dados de temperatura no reator, o comando (no diagrama de blocos) responsável pela comunicação com o condicionador de sinais além de colocá-los na tela do gráfico, leva as informações para armazenamento, quando requisitado. Apesar de os pontos serem ligados linearmente entre eles, como mostra a Figura 5.5, esse artifício é utilizado somente para dar uma ilustração aproximada da distribuição da temperatura no interior do reator. A curva de interpolação desses pontos é feita na etapa de pós-processamento, i.e., após a coleta de dados.

- ii. Alarme 1 – Alarme de temperatura máxima do sistema – A interface está dotada de um alarme que é acionado se a temperatura máxima for maior que 1873K (1600°C). Esse dispositivo de segurança é tanto visual quanto sonoro.
- iii. Alarme de queda do sistema – Esse alarme tem a função de alertar o operador no caso que ocorrer um eventual apagamento da chama. Inicialmente, durante a fase de pré-aquecimento, esse dispositivo permanece desligado – ele é acionado manualmente após a combustão na caldeira. Assim, a rotina deste elemento funciona quando, acionado após a combustão, a temperatura máxima do sistema for menor que 1223K (950°C), o alarme é ativado.
- iv. Ajuste do tempo do meio-ciclo – A caldeira está composta por um queimador de escoamento recíproco. Por isso, o sistema precisa ter um tempo de reversão do escoamento (meio-ciclo), o qual pode ser ajustado com um botão regulador. Esse elemento mostra também o tempo do ciclo completo. Deve ser notificado que este ajuste é feito em sincronia com o temporizador (*timer*) do sistema de reversão e, assim auxiliar na orientação do usuário na etapa de pós-processamento dos dados.
- v. Botão de desligamento – Comando que serve para interromper o funcionamento da interface gráfica.
- vi. Indicadores da razão de equivalência e velocidade do escoamento da mistura ar-combustível – Esses elementos também servem para a orientação do operador quando estiver processando os dados. O usuário indica manualmente os valores desses parâmetros e eles são registrados no banco de dados juntamente com as demais variáveis de interesse.
- vii. Painel de status de erro do sistema – consiste de um quadro de erros que alerta o operador na ocasião de ocorrer uma ruptura dos termopares e, conseqüentemente, a

parada da aquisição de dados. O quadro é capaz de indicar a fonte do erro e o código. Esse dispositivo está ligado a todos os canais dos módulos do condicionador de sinais.

- viii. Indicador de direção do escoamento dos gases – item que tem a função de orientar, durante o pós-processamento, em qual direção estava o escoamento da mistura (de “cima para baixo” ou de “baixo para cima”). Este elemento também é sincronizado com o sistema de reversão e registrado no banco de dados a cada passo de tempo.
- ix. Indicador do sensor de vazão – mostra a vazão do sistema de suprimento de água. O sinal condicionado é convertido para cm^3/min e também armazenado no banco de dados. Este dispositivo possui um alarme (Alarme 3) que é disparado caso haja uma parada súbita da bomba, o que pode ocasionar danos aos componentes da caldeira. O comando parte do simples princípio que, no caso de a vazão lida pelo sensor ser menor ou igual a zero, o alarme é ativado.
- x. Indicador de tempo de simulação (segundos) – mostra e faz o registro do tempo de simulação. O comando pode ser acionado manualmente quando deseja-se fazer o armazenamento dos dados – no caso de permanecer desligado, o indicador de tempo possui uma rotina que admite o funcionamento da interface gráfica, porém sem armazenar os dados. A premissa dessa rotina é auxiliar na organização dos dados medidos pelo aparelho.

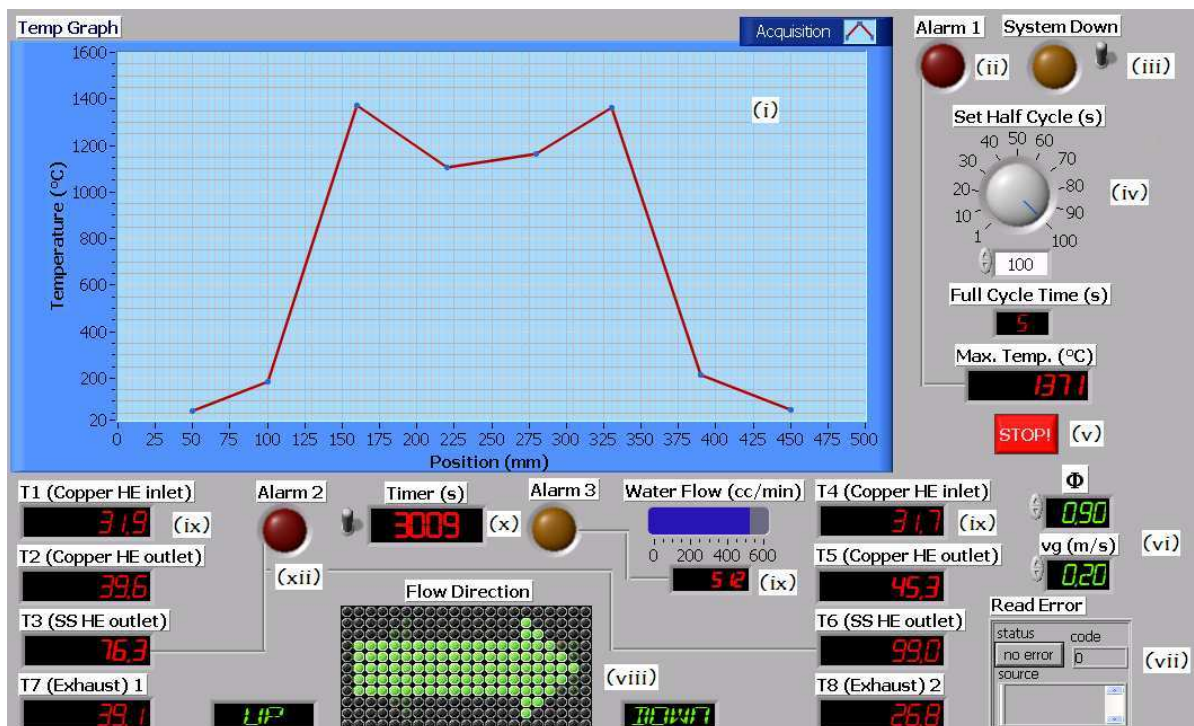


Figura 5.5 - Interface gráfica do programa *LabView* para os experimentos.

- xi. Indicadores de temperatura nos trocadores de calor e exaustão dos gases – mostram ao operador as temperaturas na entrada e saída dos trocadores de calor e temperatura na exaustão tanto na parte superior (T1, T2, T3 e T7) como na parte inferior (T4, T5, T6 e T8) do reator. Assim como nos demais indicadores, os dados das temperaturas são armazenados no banco do sistema.
- xii. Alarme 2 – Alarme de temperatura do trocador de inox – sistema de alerta que é acionado se a temperatura de saída do trocador de inox for maior que 523K (250°C), situação crítica de superaquecimento do vapor e que pode danificar a caldeira. Esse dispositivo de segurança também é tanto visual quanto sonoro.

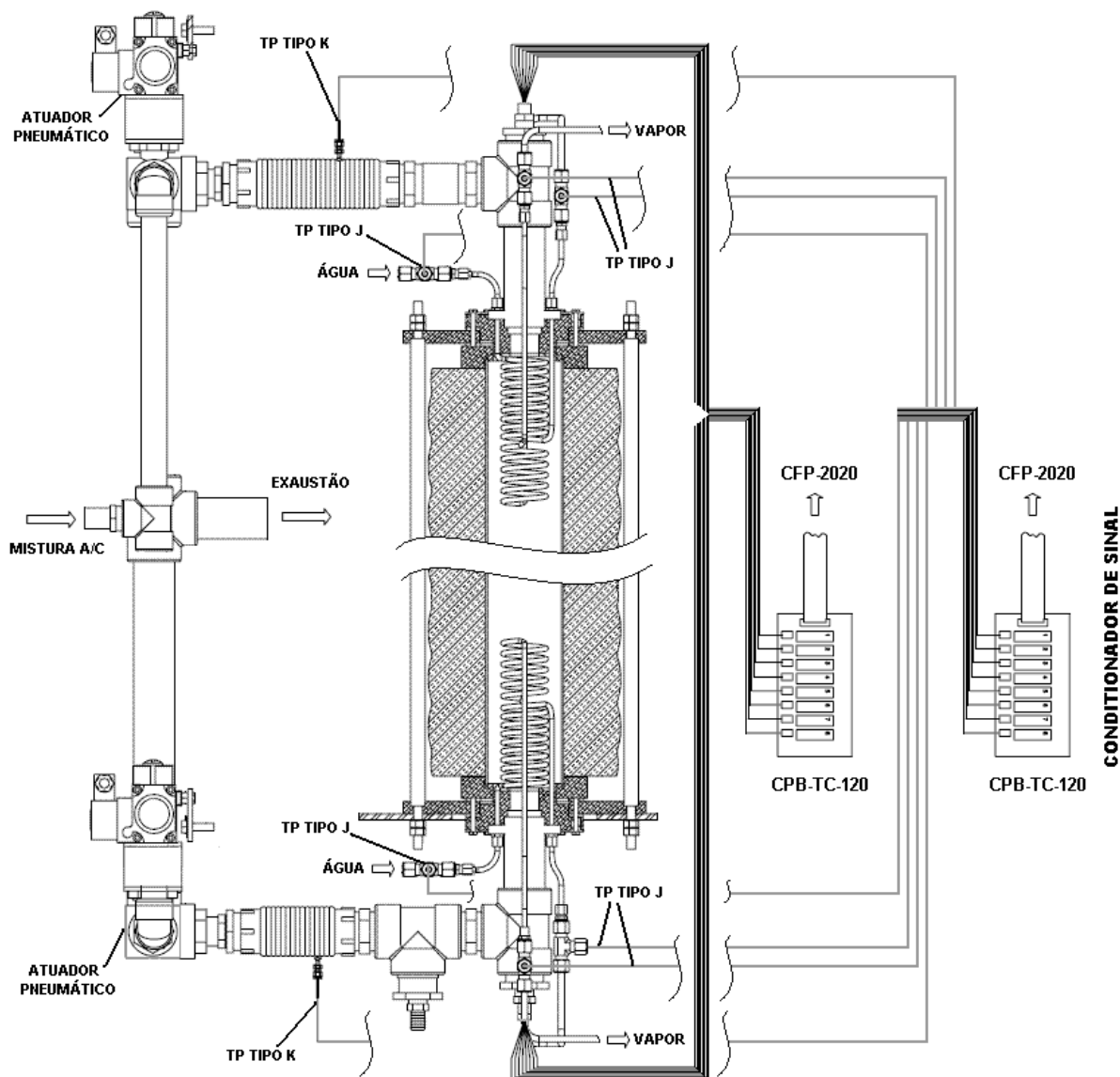


Figura 5.6 - Vista esquemática da CPQR com sistema de aquisição de dados.

5.7 Operação

Para operar a caldeira é necessário seguir um procedimento experimental. Antes de iniciar o sistema de aquecimento, a vazão da água é fixada em um valor conhecido – tipicamente $4,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ($250 \text{ cm}^3/\text{min}$). O VARIAC é regulado até 60V para pré-aquecer por um tempo de aproximadamente 20 minutos e depois a voltagem é aumentada progressivamente de 60V para 100V. A temperatura dentro do reator começa a aumentar gradualmente, desenvolvendo um formato de colina. O preaquecimento é considerado completo quando a temperatura do pico alcança 1223 K (950°C). Essa condição é obtida em aproximadamente duas horas. Esse tempo é geralmente utilizado para a calibração dos

analisadores de gases. Assim que a temperatura desejada do pico é alcançada, liga-se o temporizador de reversão, e a vazão de ar é ajustada, seguido da vazão do combustível. O VARIAC é então desligado. Em seguida, ajusta-se a vazão de suprimento de água. Depois de iniciada a combustão, a forma da distribuição da temperatura passa por modificações relativamente rápidas. Assim, dois picos começam a aparecer, cada um correspondendo a uma localização da zona de combustão para uma direção do escoamento. A seção central planifica-se progressivamente e, finalmente assume uma curvatura positiva. Fora do “plateau” central duas zonas de gradiente uniforme simétricas são formadas. Essa “*metamorfose*” é mais rápida para velocidades de filtração maiores e misturas mais ricas. O tempo necessário para atingir um comportamento periódico é variável. Após atingir a estabilidade, o reator continua ligado por mais 30 a 40 minutos com o intuito de coletar dados com um número significativo de ciclos para fazer a média das variáveis. Para aproveitar o tempo de pré-aquecimento, calibração de instrumentos e tempo experimental, são realizadas diversas coletas variando-se os parâmetros de controle do experimento (razão de equivalência e velocidade do escoamento da mistura). Para isso, o experimento é iniciado próximo da estequiometria e é finalizado com uma mistura ultra-pobre. Durante o experimento, a atenção é dada ao monitoramento dos instrumentos, em especial aos rotômetros, que precisam manter a vazão com valores fixos para um dado valor de Φ e v_{gf} .

5.8 Dificuldades e Limitações

Cabe notificar algumas dificuldades e limitações com relação à operação e realização dos experimentos com a caldeira, até o presente momento. Quanto à operação da caldeira, a válvula reguladora de pressão de vapor instalada no sistema não apresenta a sensibilidade apropriada para controlar a pressão do vapor, de acordo com o que foi constatado durante os experimentos. Constatou-se que a válvula está superdimensionada para operar nas condições atuais. Desse modo, houve uma dificuldade em manter a produção de vapor a uma pressão constante. Portanto, esse problema poderá ser sanado quando houver a substituição dessa válvula.

Durante a realização dos experimentos, o operador precisa estar constantemente ajustando a vazão do rotômetro de ar. Isso foi devido à linha de ar comprimido, a qual apresenta certa irregularidade no fornecimento de ar para a mistura. É importante destacar

que esse problema evita que os experimentos sejam feitos com os parâmetros de operação definidos pelo pesquisador, além de ser uma fonte de erro a ser considerada.

Outra dificuldade enfrentada durante este estudo foi a falta de recursos para a calibração dos rotômetros em tempo hábil de modo a permitir uma maior confiabilidade operação dos instrumentos, como citado anteriormente.

Ainda, outra dificuldade enfrentada foi a de obter um analisador de gases que fosse capaz de ler emissões de NO_x e CO em uma faixa entre 0 e 1 ppm. Como o aparelho utilizado apresentava resolução mínima de 1 ppm, durante os experimentos, o equipamento trabalhou praticamente em seu fundo de escala, e assim, não permitindo analisar observações mais precisas e a tendências do comportamento da caldeira.

Portanto, diante dessas limitações esse estudo pode ser considerado mais qualitativo do que quantitativo.

5.9 Análise Comparativa de Caldeiras

O projeto construtivo e operacional do protótipo deste trabalho incorpora a CQPR na classificação de caldeiras aquatubulares. Nesse tipo de caldeira, os tubos conduzem a água – o que aumenta a superfície de aquecimento, em relação às caldeiras flamotubulares – para a produção de vapor.

A CQPR possui circulação forçada e a inclusão de uma bomba no sistema térmico tem a função de movimentar continuamente o escoamento a uma direção, e assim, evitar superaquecimentos localizados, o que provocaria danos aos trocadores de calor e demais componentes. Apesar de este sistema térmico ser de pequeno porte e de baixa pressão, o que poderia enquadrá-lo no grupo de caldeiras de circulação natural (BAZZO, 1995), a CQPR deste estudo não permite tal consideração devido a alguns fatores:

- i. A configuração do queimador faz com que a caldeira tenha dois evaporadores em vez de um, ou seja, a extração de calor ocorre nas duas extremidades do reator, por onde os gases entram e saem da câmara de combustão;
- ii. O fluxo de água dentro dos trocadores segue em corrente oposta ao escoamento dos gases de exaustão. Inclusive, o escoamento da água atravessa os dois trocadores seqüenciais (cobre e inox), além da válvula de retenção entre eles.

Isso caracteriza uma singularidade em termos de configuração de projeto, em relação às caldeiras convencionais; e

- iii. A onda da combustão, na faixa próximo da estequiometria, viaja contra o sentido do escoamento da mistura dos gases reagentes, e conseqüentemente, uma onda de pressão dentro do trocador de calor (inox) tenderia a paralisar o escoamento de água, o que ocasionaria superaquecimento.

Outras características que distinguem a CQPR em relação às caldeiras convencionais:

- i. Ausência de fornalha ou combustor;
- ii. Ampla faixa de operação desde misturas ultra-pobres ($\Phi < 0,55$) até misturas ultra-ricas ($\Phi > 1,7$) sem grandes modificações construtivas;
- iii. Baixos gradientes de temperatura, o que leva à maior durabilidade dos componentes do aparato;
- iv. A combustão atinge temperaturas médias em torno de 1450K, o que traz mais segurança de operação (equipamento e operador);
- v. Baixíssimos níveis de emissões de NO_x e CO que se situam muito abaixo dos limites impostos por regulamentações internacionais atuais.

Capítulo 6 - Modelamento da Combustão em Queimadores Porosos

6.1 Modelo Termodinâmico

Modelar a “Combustão de Filtração” é relativamente complexo pela dificuldade intrínseca do processo transiente, diferentemente da maioria dos processos de combustão, em que é proposto um conjunto de equações em regime permanente. Com base em Kennedy et al. (1995), sabe-se que a combustão em meio poroso irrestrito é um fenômeno tipicamente transiente. No protótipo da caldeira é adotado um sistema de reversão do escoamento da mistura ar-combustível, que flui no queimador poroso. A ação do sistema de reversão promove o confinamento da onda de reação, sem forçá-la a se estabilizar, em que a alternância do fluxo é garantida por um mecanismo eletrônico-pneumático. Contarin et al. (2003b) afirma que o funcionamento do queimador com o fluxo reverso pode ser mais propriamente classificado como sendo periódico do que estacionário. Devido a esta peculiaridade, o único modo de simular a operação desse sistema com reversão é estabelecer um tempo de integração das equações.

O modelo numérico desenvolvido para simulação da combustão de filtração na caldeira de queimador poroso de fluxo recíproco consegue uma boa aproximação dos resultados experimentais. O modelo numérico pode prever a composição dos gases de exaustão através de um mecanismo de reação detalhado. A reação é descrita como o resultado de um número de reações elementares ao invés de uma global. Essas reações elementares envolvem alta diversidade de espécies, inclusive intermediárias (mais numerosas), que são produzidas e imediatamente destruídas. O mecanismo de reação é razoavelmente complexo, capaz de prever a produção de NO_x e de CO, tomando em conta 49 espécies e 279 reações elementares, de acordo com Contarin (2001).

Em geral, o modelo trata basicamente do processo de transferência de calor a partir das equações de conservação de energia, de massa e de quantidade de movimento, acopladas às equações de estado e, também, às que tratam das espécies do processo de combustão, conforme segue abaixo:

i. A Equação da Continuidade

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial x} = 0 \quad (6.1)$$

ii. A Equação da Energia da Fase Sólida (matriz porosa)

$$(1-\varepsilon)c_{ps}\rho_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([k_s + k_r] \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + h_v(T_g - T_s) - \beta(T_s - T_0) \quad (6.2)$$

iii. A Equação da Energia da Fase Gasosa

$$c_{pg}\rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([k_g + (c_{pg}\rho_g)D_{ax}] \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) - c_{pg}\rho_g v_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h_v}{\varepsilon}(T_s - T_g) + h_{reac} W \quad (6.3)$$

iv. A Equação de Conservação das Espécies (produtos)

$$\rho_g \frac{\partial y_p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([D + D_{ax}] \frac{\partial y_p}{\partial x} \right) - \rho_g v_g \frac{\partial y_p}{\partial x} + W \quad (6.4)$$

Cabe ressaltar que o último termo do lado direito da equação da energia da fase sólida (Eq. 6.2) foi adotado como um artifício para representar a extração de energia do meio poroso através dos trocadores de calor. Através de experimentos, quanto às perdas de calor localizadas ao longo do corpo do reator, determinou-se a taxa de extração.

A reação química é contabilizada a partir da utilização de um modelo de reação do tipo Arrhenius de primeira ordem em *single-step*. O número de variáveis, considerando apenas a direção linha de centro do reator, está restrito a três: $T_g(x)$; $T_s(x)$; e $y_p(x)$. As condições de contorno que impostas ao modelo numérico são as seguintes:

$$T_g(0) = T_0 \quad (6.5)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x}(L) = 0 \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial x}(L) = 0 \quad (6.7)$$

$$k_s(0) = k_s(L) = 0 \quad (6.8)$$

$$y_p(0) = 0 \quad (6.9)$$

Observar que as condições expostas consideram o escoamento seguindo na direção “x”, no sentido de $x = 0$ para $x = L$. Quando o fluxo é invertido devido ao sistema de reversão, as condições devem ser ajustadas para o outro sentido.

O problema, por natureza, não permite uma solução em regime permanente, devido à alternância periódica do escoamento da mistura ar-combustível. Logo, o processo caracteriza-se pela coexistência de fenômenos muito rápidos (a combustão) arranjados com outros muito lentos (a transferência de calor para o meio poroso). O algoritmo foi compilado em linguagem FORTRAN, e o *software* de combustão, o PREMIX (*Sandia National Laboratories-USA*), apropriado para solução de chamas laminares pré-misturadas. Ele foi adaptado para considerar a interação entre a fase sólida (meio poroso) e a fase gás, sendo esse modelo desenvolvido pelo “*Energy Systems Laboratory*” (*Department of Mechanical Engineering - University of Illinois at Chicago - UIC*), como citam Contarin et al. (2003b). Entretanto, esse modelo foi adaptado para conceber a operação com biogás, no Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção/Universidade Federal do Ceará.

6.2 Método Numérico

Como foi mencionado na seção anterior, a transiência faz parte do modelamento das propriedades da CQPR. A reversão periódica do escoamento na CQPR causa o confinamento da onda de reação sem forçá-la a se estabilizar. Na verdade, o comportamento assintótico da CQPR é mais propriamente definido pelo adjetivo “*periódico*” do que por “*transiente*”. Devido a essa peculiaridade, a única maneira de simular a operação da CQPR é fazendo uma integração temporal das equações. Como será discutido a seguir, a solução das equações governantes a cada passo de integração possui

uma complexidade computacional modesta. Não obstante, o número de passos necessários para atingir o *comportamento periódico* é bastante alto. É por isso que a complexidade do modelo precisa ser reduzida ao máximo de modo a permitir tempos computacionais razoáveis. Quando se fala em complexidade de um modelo numérico, normalmente refere-se ao número de incógnitas (N_{unk}), que é dada pela equação abaixo:

$$N_{unk} = N_{unkf} n_{gridp} \quad (6.10)$$

onde N_{unkf} é o número de funções incógnitas e n_{gridp} é o número de pontos da malha onde as funções contínuas são discretizadas. É evidente que n_{gridp} não pode ser arbitrariamente reduzido sem o comprometimento da precisão dos resultados. Até onde, no que diz respeito a N_{unkf} , duas funções incógnitas são necessárias para descrever o *estado* térmico do sistema: a temperatura da fase sólido ($T_s(x)$) e a temperatura da fase gás ($T_g(x)$). No entanto, como estamos lidando com escoamento *reagente*, algumas funções precisam ser reservadas para a descrição do *estado* químico. Para uma análise mais completa da reação, um mecanismo cinético detalhado deveria ser considerado, e então o número de funções incógnitas dedicadas à definição da composição química seria igual a $N_{species} - 1$, onde $N_{species}$ é o número de espécies químicas envolvidas no mecanismo. Para maiores detalhes, a seções 6.3 e 6.4 descrevem o funcionamento dos modelos *one-step* (ou *single-step*) e *multi-step*, respectivamente.

6.2.1 Rigidez

O conjunto de equações diferenciais governantes (Equações 6.2, 6.3 e 6.4) é afetado por certa rigidez numérica. Isto é devido à coexistência de um fenômeno muito rápido, a reação química, e um muito lento, a transferência de calor no meio poroso. A presença dos termos da reação nos forçaria a usar passos de tempo extremamente pequenos de forma a evitar divergência numérica na integração temporal. Por outro lado, o tempo de simulação necessário para atingir a configuração de estabilidade é relativamente alto devido à considerável inércia térmica da matriz porosa. Isso faria com que o número de iterações necessárias fosse extremamente alto.

Para resolver esse problema de consistência, a solução das equações é dividida em duas etapas:

- i. Solução das equações de conservação de energia fase gás e das espécies em regime permanente, para um perfil constante de temperatura, o qual é dado pela iteração anterior.
- ii. Integração temporal das equações de energia das fases gás e sólido, para um calor de reação liberado constante, computado na etapa anterior.

Isso significa que a taxa de reação é computada através da solução de equações em regime permanente, considerando uma distribuição de temperatura do sólido *congelada*. Então, a tão calculada distribuição de calor de reação liberado é inserida como termo constante (sobre a iteração) na equação de energia na fase gás, que é integrada no tempo com a equação da energia na fase sólido.

6.2.2 Discretização

As funções incógnitas são discretizadas em um número finito de pontos de malha usando um *esquema* de diferenças finitas. Este método fornece uma maneira de relacionar o valor numérico da primeira e da segunda derivada em um ponto da malha aos valores das funções naquele ponto e naqueles do contorno. Em geral, isso pode ser feito de várias maneiras. Por exemplo, a derivada primeira de uma função genérica $f(x)$ no i -ésimo ponto da malha pode ser calculado com uma das seguintes expressões:

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_i = \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \quad (6.11)$$

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_i = \frac{f_{i+1} - f_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (6.12)$$

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_i = \frac{1}{2} \left(\frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} + \frac{f_{i+1} - f_i}{x_{i+1} - x_i} \right) \quad (6.13)$$

Geralmente, esses métodos são referidos como diferenças retroativas, diferenças progressivas e diferenças centrais. Tipicamente, durante a resolução de um problema de combustão, as derivadas primeira das variáveis envolvidas (temperatura, frações mássicas) estão presentes nos termos convectivos das equações de conservação da energia e das espécies. Se for escolhido o método das diferenças retroativas para calcular a derivada primeira, é o que em geral auxilia na convergência e na estabilidade do algoritmo. Isso é de razoável compreensão se consideramos a sua implicação física. Computando as derivadas como diferenças retroativas forçamos-nos a impor como condição de contorno o valor de $f(x)$ no primeiro ponto da malha. No sistema real também, se consideramos o gás escoando de x_1 para x_{ngp} , a condição de contorno é a temperatura de entrada da mistura (e composição).

Para as derivadas segunda aplicam-se diferentes considerações. Observe que as derivadas segunda não aparecem explicitamente nas equações. Não obstante, antes de convertê-las em uma equação de diferenças finitas, elas são reescritas de modo a separar a derivada primeira da segunda. Então, as Equações 6.2, 6.3 e 6.4 são reduzidas a:

$$(1 - \varepsilon)c_s \rho_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = [k_s^* + k_r] \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial T_s}{\partial x} \frac{\partial [k_s^* + k_r]}{\partial x} + h_v (T_g - T_s) - \beta (T_s - T_0) \quad (6.14)$$

$$\varepsilon c_g \rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \varepsilon [k_g + (c_g \rho_g) D_{ax}] \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial T_g}{\partial x} \frac{\partial [k_g + (c_g \rho_g) D_{ax}]}{\partial x} - \varepsilon c_g \rho_g v_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + h_v (T_s - T_g) + \varepsilon h_{reac} W \quad (6.15)$$

$$\rho_g \frac{\partial y_p}{\partial t} = [\rho_g (D + D_{ax})] \frac{\partial^2 y_p}{\partial x^2} + \frac{\partial y_p}{\partial x} \frac{\partial [\rho_g (D + D_{ax})]}{\partial x} - \rho_g v_g \frac{\partial y_p}{\partial x} + W \quad (6.16)$$

Os termos de transferência de massa/calor são constituídos por um componente contendo a derivada segunda (da fração mássica/temperatura) e um contendo a derivada primeira. Normalmente, o primeiro termo é dominante.

De forma semelhante o que foi feito com a derivada primeira, precisamos decidir como expressar a derivada segunda usando diferenças finitas. Novamente, há diversas opções, virtualmente mais do que no caso anterior. Na verdade, poderíamos calculá-la como a

derivada da diferença retroativa da derivada da diferença retroativa da função, ou como a derivada da diferença progressiva da derivada da diferença retroativa da função, etc.

Optamos pelo método das diferenças centrais, o qual é o mais usado nesses tipos de problemas:

$$\left[\frac{d^2 f}{dx^2} \right]_i = \frac{2}{x_{i+1} - x_{i-1}} \left[\frac{f_{i+1} - f_i}{x_{i+1} - x_i} - \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \right] \quad (6.17)$$

Novamente, pensando sobre a física do sistema, esta escolha faz sentido. Os termos de transporte precisam de condições de contorno em ambas as extremidades do domínio, e também o faz a derivada segunda das diferenças centrais.

6.2.3 Solução das Equações em Regime Permanente

Como discutido na seção 6.2.1, a cada passo de integração há um problema de regime permanente. Isso está descrito nas Equações 6.15 e 6.16, onde os termos de acumulação (lado esquerdo) são impostos iguais a zero. Substituindo as derivadas com as expressões de diferenças finitas mostradas na seção anterior, obtemos um sistema de $2n_{\text{grp}}$ equações algébricas. Esses termos são fortemente não-lineares devido à presença dos termos de reação. A solução desse sistema é conseguida empregando o método de Newton generalizado. A incógnita é representada por uma matriz com dimensão $2n_{\text{grp}}$:

$$\{z\} = \{T_{g1}, y_{p1}, T_{g2}, y_{p2}, \dots, T_{gn_{\text{grp}}}, y_{pn_{\text{grp}}}\} \quad (6.18)$$

O conjunto de equações algébricas pode então ser escrito na forma compacta:

$$\{f(\{z\})\} = \{0\} \quad (6.19)$$

Então, resolvendo o problema significa encontrar o zero da função $\{z\}$. Começando com uma hipótese inicial $\{z\}_{\text{guess}}$, a solução é alcançada por meio de refinamentos sucessivos. O $(i+1)$ -ésimo palpite é obtido a partir do i -ésimo palpite com a fórmula:

$$\{z\}_{i+1} = \{z\}_i + \xi \{h\}_i \quad (6.20)$$

onde $\{h\}_i$ (vetor de correção) é calculado pela resolução do sistema:

$$\{f(\{z\}_i)\} + [J]_i \{h\}_i = 0 \quad (6.21)$$

O Jacobiano $[J]$ é numericamente estimado: o elemento J_{ij} é então dado por:

$$J_{ij} = \frac{f_i(\{z_1, z_2, \dots, (1-\zeta)z_j, \dots, z_{2n_{grp}}\}) - f_i(\{z_1, z_2, \dots, z_j, \dots, z_{2n_{grp}}\})}{\zeta z_j} \quad (6.22)$$

Na Equação 6.20, o coeficiente “ ζ ” é um número entre zero e um, representando um tipo de *damping* numérico. Isso é necessário para evitar a divergência do algoritmo: devido à forte não-linearidade, $\{h\}$ nos palpites iniciais é bastante superestimado e seria então levado a excessivas correções fortes. Como resultado, $\{z\}$ rapidamente causaria *overflow* ou, de qualquer forma, divergiria da solução. A escolha de ζ é uma questão crucial. Empregar uma constante ζ para todas as iterações seria extremamente ineficiente. Na verdade, um valor muito baixo de ζ seria necessário para sobreviver às primeiras iterações, porém, mais tarde desnecessariamente aumentaria o número de iterações para atingir a solução. Para resolver esse problema, foi desenvolvido um algoritmo que adapta ζ às mudanças das condições durante as iterações. Basicamente, consiste em conferir o quanto a aproximação linear difere das funções reais, logo estabelece um ζ permitindo manter a diferença dentro de algum limite dado. Isso significa que ζ é iterativamente incrementado ou decrementado até:

$$\lambda_{\min} \sum_{i=1}^{2n_{grp}} \|f_i\| < \sum_{i=1}^{2n_{grp}} \|f_i - \xi \{h\} [J]_i\| < \lambda_{\max} \sum_{i=1}^{2n_{grp}} \|f_i\| \quad (6.23)$$

ou $\zeta = 1$ (não é permitido ζ assumir valores maiores que um), sendo λ_{\min} e λ_{\max} os limites normalizados inferior e superior para linearização do erro. O algoritmo parece trabalhar com certa segurança e eficiência com $\lambda_{\min} = 0,5\%$ e $\lambda_{\max} = 1,0\%$. As iterações terminam quando:

$$\sum_{i=1}^{2n_{grp}} \frac{\|z_{i,k} - z_{i,k-1}\|}{\|z_{i,k}\|} < \delta \quad (6.24)$$

onde δ é o erro relativo máximo permitido, e está definido como 10^{-4} .

6.2.4 Reordenamento (*Regridding*)

Com o objetivo de chegar a um resultado mais preciso, a densidade dos pontos da malha na zona de reação precisa ser relativamente alta. Por outro lado, essa alta densidade não é necessária nas outras regiões do domínio computacional, onde aumentaria desnecessariamente o *tamanho* do problema. Esse problema é particularmente enfatizado pelo fato de que a espessura da zona de reação é extremamente pequena se comparado com o comprimento do reator. Por essas razões, empregar uma malha uniforme é definitivamente inviável. Além do que, a zona de reação se movimenta e modifica a sua morfologia durante a integração temporal. Conseqüentemente, a malha deve ser capaz de adaptar-se às variações das condições. Um procedimento de reordenamento de malha (*regridding*) adaptativo foi desenvolvido e usado para modificar a distribuição dos pontos da malha, como procede a iteração de Newton. Duas funções peso (*weight functions*) são calculadas como se segue:

$$W_{i,1} = a_1 \|T_{g,i}\| + b_1 \|y_{p,i}\| \quad (6.25)$$

$$W_{i,2} = a_2 \left\| \left[\frac{dT_g}{dx} \right]_i \right\| + b_2 \left\| \left[\frac{dy_p}{dx} \right]_i \right\| \quad (6.26)$$

então, em cada campo $x \in [x_i, x_{i+1}]$ um valor apropriado para o comprimento do campo Δx é computado em relevância a cada função peso:

$$\Delta x_{i,1} = \Gamma_1 (x_{i+1} - x_i) \left[\frac{W_{i+1,1} - W_{i,1}}{W_{\max,1} - W_{\min,1}} \right] \quad (6.27)$$

$$\Delta x_{i,2} = \Gamma_2 (x_{i+1} - x_i) \left[\frac{W_{i+1,2} - W_{i,2}}{W_{\max,2} - W_{\min,2}} \right] \quad (6.28)$$

Γ_1 e Γ_2 são os dois parâmetros de controle. O primeiro controla a sensibilidade da densidade dos pontos da malha ao gradiente. O segundo controla a sensibilidade à curvatura. Valores típicos são: $\Gamma_1 = 30$, $\Gamma_2 = 5$. Então, o Δx final é selecionado como:

$$\Delta x_i = \min \left[\Delta x_{i,1}, \Delta x_{i,2}, \frac{L}{n_{grp\min} - 1} \right] \quad (6.29)$$

onde $n_{grp\min}$ é um número mínimo de pontos permissível.

Até agora obtivemos uma matriz de elementos $n_{grp} - 1$ contendo valores *sugeridos* para os novos comprimentos do campo. Para cada um desses valores, a seguinte verificação é realizada:

$$X\Delta x_{i-1} < \Delta x_i < \frac{1}{X}\Delta x_{i-1} \quad (6.30)$$

$$X\Delta x_{i+1} < \Delta x_i < \frac{1}{X}\Delta x_{i+1} \quad (6.31)$$

onde X é um fator entre zero e um. O parâmetro de controle X e sua inversa X^{-1} são, respectivamente, os limites inferiores e superiores para a taxa entre os dois comprimentos do campo consecutivos. Se uma malha inicial $\{\Delta x\}$ não satisfizer essa condição, mantendo-se fixo o menor Δx_i , todos os outros elementos são modificados de maneira até que se cumpra aquele requerimento. Isso é feito com o objetivo de evitar dois campos consecutivos com comprimentos bastante diferentes: essa ocorrência causaria efeitos negativos na precisão da solução.

Após esse reordenamento, é necessária uma interpolação das funções incógnitas da nova malha. A qualidade dessa interpolação é extremamente importante. Na verdade, como os pontos são redistribuídos entre duas iterações de Newton sucessivas, uma iteração grosseira causaria o afastamento da função $\{z\}$ do seu zero, atrasando ou comprometendo em chegar à solução. Por conta disso, decidimos em não utilizar a interpolação linear. Ao invés disso, uma função polinomial de terceira ordem é escrita para cada campo:

$$g(x)|_{i,i+1} = a_i + b_i x + c_i x^2 + d_i x^3 \quad (6.32)$$

Os quatro coeficientes a_i, \dots, d_i são calculados impondo a cada campo quatro condições de contorno: os valores da função e suas derivadas:

$$\begin{bmatrix} 1 & x_i & x_i^2 & x_i^3 \\ 1 & x_{i+1} & x_{i+1}^2 & x_{i+1}^3 \\ 0 & 0 & 2x_i & 3x_i^2 \\ 0 & 0 & 2x_{i+1} & 3x_{i+1}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_i \\ b_i \\ c_i \\ d_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_i \\ g_{i+1} \\ \left. \frac{g}{dx} \right|_i \\ \left. \frac{g}{dx} \right|_{i+1} \end{bmatrix} \quad (6.33)$$

As derivadas das funções são calculadas (para a interpolação) com o esquema de diferenças centrais.

Como já foi antecipado, a redistribuição dos pontos da malha, embora otimizando o uso dos recursos computacionais, causa um certo tipo de perturbação que temporariamente afasta a função $\{f\{z\}\}$ da solução. Por outro lado, o “*regridding*” aumenta a velocidade de convergência. Um bom compromisso é fazer o “*regridding*” a cada três iterações de Newton.

6.2.5 Integração Temporal

A integração temporal das Equações 6.2 e 6.3 é feita tratando o termo de reação do calor como uma dada distribuição constante, recebida como uma entrada e computada pela resolução das equações de regime permanente discutido na seção 6.2.3. Fazendo essa consideração, a equação não está longe de ser linear. O que a faz não-linear é a dependência das propriedades físicas na temperatura. Em geral, essa dependência é razoavelmente fraca, com a única exceção do coeficiente da condutividade radiante que é proporcional à terceira potência da temperatura. Havendo uma linearidade total seria simples utilizar um algoritmo implícito para fazer a integração, resolvendo tão somente o sistema linear. Decidimos empregar parcialmente o método implícito, em que as propriedades físicas e suas derivadas são calculadas a partir da distribuição de temperatura *antiga* com o método explícito, e assim a equação é então tratada como se fosse linear.

A seguinte notação será usada:

$T_{s,i}$: Temperatura da fase sólido no tempo t , i -ésimo ponto

$\bar{T}_{s,i}$: Temperatura da fase sólido no tempo $t + \Delta t$, i -ésimo ponto

$T_{g,i}$: Temperatura da fase gás no tempo t , i -ésimo ponto

$\bar{T}_{g,i}$: Temperatura da fase gás no tempo $t + \Delta t$, i -ésimo ponto

A dimensão da matriz das incógnitas é novamente $2n_{\text{grp}}$, mas agora constituído por:

$$\{\bar{s}\} = \left\{ \bar{T}_{s1}, \bar{T}_{g1}, \bar{T}_{s2}, \bar{T}_{g2}, \dots, \bar{T}_{sn_{\text{grp}}}, \bar{T}_{gn_{\text{grp}}} \right\}^T \quad (6.34)$$

$\{s\}$ é uma matriz com a mesma estrutura de $\{\bar{s}\}$ contendo as temperaturas do sólido e do gás no tempo t . As Equações 6.2 e 6.3 podem ser convertidas em uma forma de diferenças finitas (por simplicidade, k_{gef} tem sido substituído por $(k_g + \rho_g c_{\text{pg}} D_{\text{ax}})$, e k_{sef} por $(k_s + k_r)$):

$$\begin{aligned} \frac{c_{\text{pgi}} \rho_{\text{gi}}}{\Delta t} (\bar{T}_{gi} - T_{gi}) = & + k_{\text{gefi}} \left[\frac{\bar{T}_{gi+1} - \bar{T}_{gi}}{x_{i+1} - x_i} - \frac{\bar{T}_{gi} - \bar{T}_{gi-1}}{x_i - x_{i-1}} \right] \frac{2}{x_{i+1} - x_{i-1}} + \\ & + \left[-v_{\text{gi}} \rho_{\text{gi}} c_{\text{pgi}} + \left[\frac{dk_{\text{gef}}}{dx} \right]_i \right] \frac{\bar{T}_{gi} - \bar{T}_{gi-1}}{x_i - x_{i-1}} + \\ & + \frac{h_{\text{vi}}}{\epsilon} (\bar{T}_{si} - \bar{T}_{gi}) + \dot{q}_{\text{reac}} \end{aligned} \quad (6.35)$$

$$\begin{aligned} \frac{c_{\text{psi}} \rho_{\text{si}}}{\Delta t} (\bar{T}_{si} - T_{si}) = & + k_{\text{sefi}} \left[\frac{\bar{T}_{si+1} - \bar{T}_{si}}{x_{i+1} - x_i} - \frac{\bar{T}_{si} - \bar{T}_{si-1}}{x_i - x_{i-1}} \right] \frac{2}{x_{i+1} - x_{i-1}} + \\ & + \left[\frac{dk_{\text{sef}}}{dx} \right]_i \frac{\bar{T}_{si} - \bar{T}_{si-1}}{x_i - x_{i-1}} + \frac{h_{\text{vi}}}{\epsilon} (\bar{T}_{gi} - \bar{T}_{si}) - \beta (\bar{T}_{gi} - T_0) \end{aligned} \quad (6.36)$$

Note que a fim de limitar a complexidade da expressão das derivadas de k_{gef} e k_{sef} não aparecem explicitamente. Elas foram calculadas com o método de diferenças centrais. Impondo as condições de contorno apropriadas, $2n_{\text{grp}}$ dessas equações podem ser escritas (2 para cada ponto). Ao mover para o lado esquerdo todos os termos com barras, e para o direito (os termos restantes) podemos reescrever todo o sistema da equação na forma compacta:

$$[\bar{A}]\{\bar{s}\} = [A]\{s\} + \{q\} + T_0 \{C\}_{\text{losses}} + T_{\text{gin}} \{C\}_{\text{left}} \quad (6.37)$$

onde $[\bar{A}]$ e $[A]$ são matrizes $2n_{grp} \times 2n_{grp}$ com largura de banda $BW = 7$. $\{q\}$ é um vetor contendo o calor das reações nos pontos da malha:

$$\{q\} = \{0, q_{reac1}, 0, q_{reac2}, \dots, 0, q_{reacn_{grp}}\}^T \quad (6.38)$$

$\{C\}_{losses}$ contem os termos constantes relacionados com as perdas de calor:

$$\{C\}_{losses} = \{-\beta, 0, -\beta, 0, \dots, -\beta, 0\}^T \quad (6.39)$$

A matriz $[\bar{A}]$ tem a forma (para simplificar, $n = n_{grp}$, $p = n_{grp} - 1$):

$$[\bar{A}] = \begin{bmatrix} \tilde{c}_{s1} & d_{s1} & e_{s1} & f_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ c_{g1} & d_{g1} & e_{g1} & f_{g1} & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \cdot \\ a_{s2} & b_{s2} & c_{s2} & d_{s2} & e_{s2} & f_{s2} & 0 & 0 & & & & \cdot \\ a_{g2} & b_{g2} & c_{g2} & d_{g2} & e_{g2} & f_{g2} & 0 & 0 & & & & \cdot \\ 0 & 0 & a_{s3} & b_{s3} & c_{s3} & d_{s3} & e_{s3} & f_{s3} & & & & \cdot \\ 0 & 0 & a_{g3} & b_{g3} & c_{g3} & d_{g3} & e_{g3} & f_{g3} & & & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & & & a_{sp} & b_{sp} & c_{sp} & d_{sp} & e_{sp} & f_{sp} & \\ \cdot & & & & & a_{gp} & b_{gp} & c_{gp} & d_{gp} & e_{gp} & f_{gp} & \\ \cdot & & & & & 0 & 0 & a_{sn} & b_{sn} & \tilde{c}_{sn} & d_{sn} & \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 & a_{gn} & b_{gn} & c_{gn} & \tilde{d}_{gn} \end{bmatrix} \quad (6.40)$$

Os coeficientes a_{si} , a_{gi} , ... são dados por:

$$a_{si} = 2 \frac{k_{sefi}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_i - x_{i-1})} + \left[\frac{dk_{sef}}{dx} \right]_i \frac{1}{x_i - x_{i-1}} \quad (6.41)$$

$$b_{si} = 0 \quad (6.42)$$

$$c_{si} = -2 \frac{k_{sefi}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \left[\frac{1}{x_{i+1} - x_i} + \frac{1}{x_i - x_{i-1}} \right] + \left[\frac{dk_{sef}}{dx} \right]_i \frac{1}{x_i - x_{i-1}} - h_{vi} - \beta - c_{psi} \rho_{gi} \frac{1}{\Delta t} \quad (6.43)$$

$$d_{si} = h_{vi} \quad (6.44)$$

$$e_{si} = 2 \frac{k_{sefi}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)} \quad (6.45)$$

$$f_{si} = 0 \quad (6.46)$$

$$a_{gi} = 0 \quad (6.47)$$

$$b_{gi} = 2 \frac{k_{gefi}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_i - x_{i-1})} + \left(v_{gi} \rho_{gi} c_{pgi} - \left[\frac{dk_{gef}}{dx} \right]_i \right) \frac{1}{x_i - x_{i-1}} \quad (6.48)$$

$$c_{gi} = \frac{h_{vi}}{\varepsilon} \quad (6.49)$$

$$b_{gi} = -2 \frac{k_{gefi}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \left[\frac{1}{x_{i+1} - x_i} + \frac{1}{x_i - x_{i-1}} \right] + \left(v_{gi} \rho_{gi} c_{pgi} - \left[\frac{dk_{gef}}{dx} \right]_i \right) \frac{1}{x_i - x_{i-1}} - \frac{h_{vi}}{\varepsilon} - c_{pgi} \rho_{gi} \frac{1}{\Delta t} \quad (6.50)$$

$$e_{gi} = 0 \quad (6.51)$$

$$f_{gi} = 2 \frac{k_{gefi}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)} \quad (6.52)$$

A matriz [A] é diagonal:

$$[A] = \text{diag} \left(\left\{ c_{ps1} \rho_{g1} \frac{1}{\Delta t}, c_{pg1} \rho_{g1} \frac{1}{\Delta t}, \dots, c_{psn_{gp}} \rho_{gn_{gp}} \frac{1}{\Delta t}, c_{pgn_{gp}} \rho_{gn_{gp}} \frac{1}{\Delta t} \right\} \right) \quad (6.53)$$

Até onde são tratadas as condições de contorno, a consideração de contorno adiabático é retida ao sólido, representada por:

$$\tilde{c}_{s1} = c_{s1} + a_{s1} \quad (6.54)$$

$$\tilde{c}_{sn_{gp}} = c_{sn_{gp}} + e_{sn_{gp}} \quad (6.55)$$

Para a fase gás, à direita (saída), a derivada segunda é considerada igual a zero:

$$\tilde{d}_{gn_{gp}} = d_{sn_{gp}} + f_{sn_{gp}} \quad (6.56)$$

enquanto que à direita (entrada) a temperatura do ponto 0 é imposto para ser igual a T_{gin} . Isto é feito através do vetor $\{C\}_{left}$:

$$\{C\}_{left} = \{0, b_{g1}, 0, 0, \dots, 0, 0\}^T \quad (6.57)$$

Na Equação 6.37 todos os termos do lado direito são conhecidos. Então, $\{\bar{s}\}$ pode ser encontrado simplesmente resolvendo um sistema linear de equação. E a distribuição da temperatura em ambas as fases gás e sólido no tempo $t + \Delta t$ é calculada, forma a distribuição no tempo t . O passo de tempo Δt evidentemente afeta a precisão da integral. Um Δt pequeno reduziria o erro, embora aumentando o tempo de CPU. A fim de selecionar um valor ótimo, uma série de simulações usando diversos valores de Δt foi realizada, com os resultados comparados. Foi encontrado que para $\Delta t < \sim 20s$, a iteração deixa de ser causa de erro significativa. Para todas as simulações, definiu-se $\Delta t = 10s$.

6.3 Código “One-Step”

O modelo *one-step* possui o máximo grau de simplificação, que consiste basicamente na consideração da Reação Global:

$$\text{Reagentes} \rightarrow \text{Produtos} \quad (6.58)$$

onde:

- Reagentes: $CH_4 + \frac{2}{\Phi}(O_2 + 3,76N_2)$
- Produtos: $CO_2 + 2H_2O + 2\left(\frac{1}{\Phi} - 1\right)O_2 + \frac{2}{\Phi}3,76N_2$

Usando a simplificação de uma única variável (por exemplo, a fração mássica dos produtos) é suficiente para descrever a composição química da mistura em uma determinada posição. Isto permite limitar o número total de funções incógnitas por três. Tal consideração priva o modelo da capacidade de prever a estrutura química da reação. Não obstante, a vantagem em obter tempos de CPU relativamente pequenos é suficiente para ser a escolha preferida, ao menos durante a fase preliminar do estudo. Além disso, o modelo *one-step* pode ser usado como base para um modelo mais detalhado.

6.3.1 Declaração do Problema

As características térmicas e geométricas foram descritas no código para que se pareça com a CQPR utilizada nos experimentos. Algumas propriedades foram variadas nas simulações de forma a verificar suas influências. Um reservatório cilíndrico ($L = 500$ mm, $D = 76,4$ mm) é preenchido com esferas de alumina ($d = 5,6$ mm), formando um berço poroso com uma porosidade $\varepsilon = 0,4$. Uma camada espessa de isolamento envolve o reservatório, permitindo que gradientes radiais de temperatura dentro do reator sejam desprezíveis, o que faz o sistema ser capaz de armazenar o calor com eficiência. Dois conjuntos de trocadores de calor encontram-se nas seções terminais do reator, com comprimento total de $l_{ex} = 150$ mm. O equipamento é operado como segue: Uma fonte externa de calor aumenta progressivamente a temperatura do meio poroso. Quando a temperatura suficiente para iniciar a combustão é alcançada (~ 1223 K) a fonte externa de calor é removida, e a mistura ar-combustível entra escoando no queimador. A direção do escoamento é então invertida periodicamente (a cada 100 s). A forma do perfil da temperatura altera-se com o tempo aos poucos, assumindo um comportamento periódico

assintótico. Para uma descrição detalhada do reator e dos procedimentos experimentais, veja o Capítulo 5.

6.3.2 Equações Governantes

Como antecipado logo no início desta seção, a fase gás é considerada como uma mistura de apenas duas *espécies generalizadas*: os *reagentes* e os *produtos*. A simplificação introduzida por essa consideração de reação *single-step* permite que o número de funções incógnitas seja reduzido a três:

1. T_s : Temperatura da fase sólido
2. T_g : Temperatura da fase gás
3. y_p : Fração mássica dos produtos

Observe que a escolha da fração mássica ser dos produtos, ao invés dos reagentes, é meramente arbitrária. Tanto a distribuição de temperatura como a fração mássica dos produtos dentro do meio poroso é considerado unidimensional. A validade dessa consideração é apoiada por pesquisas experimentais conduzida em reatores similares. As três equações diferenciais dependentes do tempo necessárias para encontrar a solução estão descritas na seção 6.1, nas Equações 6.2, 6.3 e 6.4.

Na Equação 6.4, W representa a taxa de produção de massa de produtos por unidade de volume, dada pela lei de Arrhenius para reações de primeira ordem:

$$W = \rho_g (1 - y_p) A_{pf} \exp\left(-\frac{E_{act}}{R_u T}\right) \quad (6.59)$$

O fator pré-exponencial e a energia de ativação (dada como temperatura de ativação) são: $\frac{E_{act}}{R_u} = 24358K$ e $A_{pf} = 2,6 \cdot 10^8 s^{-1}$ como sugerido por Contarin et al. (2003c). O calor de reação é computado como:

$$h_{reac} = \gamma \cdot PCI_{CH_4} \quad (6.60)$$

onde γ é a fração mássica do metano da mistura não queimada, e é dada por:

$$\gamma = \frac{PM_{CH_4}}{PM_{CH_4} + \frac{2}{\Phi}(PM_{O_2} + 3,76PM_{N_2})} \quad (6.61)$$

Na Equação 6.2, ρ_s é a densidade do sólido (*bulk density*), que pode ser diretamente calculada a partir da densidade da alumina (ρ_{al}), como $\rho_s = (1-\varepsilon)\rho_{al}$. De maneira análoga, k_s é a condutividade do sólido, estimada por Contarin et al. (2003c) como igual a $5 \cdot 10^{-3} k_{al}$, onde k_{al} é a condutividade da alumina. Com vistas a relacionar a velocidade local do gás com a temperatura, a equação da continuidade foi utilizada:

$$\frac{\partial \varepsilon \rho_g v_g}{\partial x} = 0 \quad (6.62)$$

onde v_g é a velocidade intersticial do gás. Note que referimos tanto a uma *Velocidade do Fluxo de Gás* (escoamento no tubo livre), v_{gf} , como também a uma *Velocidade Intersticial*, v_g . Contarin et al. (2003c) estabeleceram uma relação numérica entre as duas:

$$\dot{m} = v_{gf}(T_0)\rho_g(T_0)A = \varepsilon v_g \rho_g A \quad (6.63)$$

sendo A a secção transversal do reator.

Os termos restantes das Equações 6.2, 6.3 e 6.4 representam os termos de acumulação. No lado direito da equação da energia na fase sólida, na ordem de aparição temos:

1. Termo de condução
2. Termo de troca de calor na interfase
3. Termos de perdas por parede

A transferência de calor por radiação está sendo levada em conta pelo modelo de condutividade radiante proposto por Kaviany (1995). O coeficiente de condutividade radiante é definido por:

$$k_r = 4Fd\sigma T_s^3 \quad (6.64)$$

onde F é o fator de troca radiativa, com o valor de 0,4, d é o diâmetro das esferas e $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4}$ é a constante de Stephan-Boltzmann. O coeficiente de transferência de calor convectivo volumétrico h_v é encontrado como:

$$h_v = \frac{6\varepsilon}{d^2} \text{Nu} k_g \quad (6.65)$$

como sugerido por Wakao e Kaguei (1982). Onde Nu é o número de Nusselt, computado como:

$$\text{Nu} = 2 + 1,1 \text{Pr}^{1,3} \text{Re}^{0,6} \quad (6.66)$$

O fluxo de calor que escoar através das paredes do queimador é considerado proporcional a diferença de temperatura de dentro para fora, por um fator β [$\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m}^3)$]. Esse coeficiente de perda de calor será assunto de discussão nas seções posteriores.

Ambas as equações de conservação da energia da fase gás e das espécies são similares às equações de fase homogênea convencionais, exceto pelo termo de troca de calor na interfase. Observe também que ambos os fenômenos de transferência de massa e calor são melhorados pela dispersão, por meio do coeficiente de dispersão axial D_{ax} estimado por Wakao (1982). Este é dado por:

$$D_{ax} = 0,5 d v_g \quad (6.67)$$

A capacidade calorífica, a condutividade térmica e a densidade da matriz porosa são consideradas constantes com relação à temperatura. Para levar em conta a dependência da temperatura das propriedades do gás (c_p , k_g , μ), as bibliotecas das sub-rotinas CHEMKIN e TRANSPORT são utilizadas. Comparando soluções obtidas usando esse método assumindo propriedades de valores médios constantes, concluímos que o efeito de suas dependências da temperatura pode ser desprezado. Por outro lado, o uso dessas sub-rotinas aumenta significativamente o custo computacional.

O modelo analítico descrito nesta seção é basicamente similar ao usado por Hannamura e Echigo (1993a, 1993b). Embora, alguns termos das equações foram refinados, o efeito da dispersão foi levado em conta, o coeficiente de transferência de calor convectivo foi relacionado com as propriedades locais do escoamento e grande parte das propriedades

físicas e termodinâmicas como sendo dependente da temperatura. Por outro lado, o cálculo do fluxo radiante foi simplificado. No entanto, a principal propriedade introduzida no modelo remanesce no termo de Perdas de Calor / Calor Extraído.

6.3.3 Extração de Calor

A presença de trocadores de calor nas extremidades do reator é simulada pela imposição de uma distribuição não-uniforme de β . Por isso, um valor menor para o coeficiente de perdas de calor nas paredes é usado para a zona central, enquanto que um valor maior é imposto onde o berço é resfriado pelos trocadores de calor. Os valores numéricos de β foram avaliados experimentalmente para serem: $\beta \approx 200W/(K \cdot m^3)$, na secção central de extração livre de calor, e $\beta_{ex} \approx 5474W/(K \cdot m^3)$ nas demais posições. A potência extraída instantânea é computada integrando o fluxo de calor através das paredes sobre a secção resfriada:

$$\dot{Q}_{ex} = A \int_0^{l_{ex}} \beta_{ex} (T_s(x) - T_0) dx + A \int_{L-l_{ex}}^L \beta_{ex} (T_s(x) - T_0) dx \quad (6.68)$$

Após fazer a média, esse valor instantâneo sobre um número inteiro de ciclos, a eficiência η pode ser calculada como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{ex}}{\gamma \cdot \dot{m}_{mist} \cdot PCI_{CH_4}} \quad (6.69)$$

O balanço da energia global do sistema pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{Q}_{quim} - \dot{Q}_{wall} - \dot{Q}_{convectivo} \quad (6.70)$$

Para valores realísticos de β_{ex} e l_{ex} , o último termo da Equação 6.70 é desprezível se comparado com os outros dois. Isto significa que quase toda a energia perdida é através das paredes do reator.

6.3.4 Simulações – *One-Step*

O modelo mencionado na seção anterior foi implementado em um código FORTRAN90. O programa gerado pode simular a operação da CQPR para parâmetros de escoamento dados e uma distribuição de temperatura inicial no berço poroso. Essa condição inicial poderia ser tanto uma solução anterior ou um berço *frio*. Neste último caso, é necessária uma etapa de preaquecimento para iniciar a combustão. Um termo de aquecimento uniforme é então introduzido na equação de conservação da energia fase sólido, e removido assim que a combustão é iniciada.

A simulação continua até atingir um comportamento periódico. Essa condição, dependendo das condições iniciais, da velocidade e do conteúdo da mistura, é alcançado após 5000 s a 10000 s de tempo simulado. A saída do programa consiste na evolução do tempo da distribuição da temperatura de ambas as fases, gás e sólido, e fração mássica dos produtos. Essa saída é então pós-processada com o objetivo de determinar a potência extraída instantânea e média do reator.

6.4 Código “Multi-Step”

O modelo “*one-step*” descrito na seção 6.3 pode prever o comportamento térmico da CQPR, porém, não fornece informação alguma acerca da química da reação. Uma das maiores vantagens desse queimador está na baixa temperatura de combustão, levando a baixas emissões de NO_x . Naturalmente, isso precisa ser verificado quantitativamente. Um modelo numérico capaz de fazer previsões da composição dos gases da exaustão deve contar com um mecanismo de reação detalhado. Isso significa que a reação deve ser descrita como o resultado de um número de reações elementares, em vez de apenas uma reação global. Essas reações elementares envolvem um número razoável de espécies, a maioria das quais são produzidas e imediatamente destruídas na reação (espécies intermediárias), sendo ainda essencial para uma análise detalhada da estrutura química da reação. Um mecanismo de reação razoavelmente completo, capaz de prever a produção de NO_x é o GRI 2.11 (1995). De um ponto de vista numérico, o que faz um modelo “*multi-step*” mais *pesado* do que o modelo “*one-step*” está obviamente no elevado número de incógnitas. No modelo *one-step*, esse número é igual a três. No *multi-step*, temos $2 + n_{\text{spec}}$ funções incógnitas. As primeiras duas são as temperaturas do sólido e do gás. As demais

são frações mássicas (ou molares) das várias espécies. Isso resulta em um processo muito mais caro, em termos de tempo computacional, para obter a solução. Uma opção poderia ser a de evitar a integração temporal e resolver a equação em regime permanente com o complexo mecanismo cinético para perfis de temperatura preditos pelo modelo *single-step*. Isso seria extremamente conveniente, pela redução de tempo de CPU, embora menos rigoroso. Na verdade, teria a mesma precisão do modelo *one-step*, que não pode ser muito confiável *a priori*. Não obstante, os resultados do modelo *one-step* ainda podem ser bastante úteis como condição inicial, como será discutido a seguir.

6.4.1 Estrutura do Modelo

A estrutura global do programa é mantida de maneira similar ao modelo *one-step*. A integração temporal ainda é feita apenas pelas equações de energia do sólido e do gás, enquanto que a reação é resolvida como um problema de regime permanente. Isso apresenta uma certa vantagem para a integração temporal, onde a mesma sub-rotina escrita para o modelo *one-step* pode ser usada. Para a resolução do problema em regime permanente, decidimos modificar o software PREMIX da SANDIA para a solução de chamas laminares pré-misturadas. Uma descrição detalhada dos métodos numéricos utilizados pelo PREMIX para resolver as equações está fora dos objetivos deste trabalho, e, portanto, será omitida. Os leitores interessados devem procurar o manual do usuário do PREMIX (KEE et al., 2000). As seções seguintes irão descrever onde e como o código fonte do PREMIX foi modificado.

As equações governantes do modelo *multi-step* têm a mesma estrutura das Equações 6.2 e 6.3. O número de equações da conservação das espécies é maior, obviamente.

As equações da conservação de energia fases sólido e gás podem ser escritas como:

$$(1 - \varepsilon)c_s \rho_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left([k_s^* + k_r] \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + h_v (T_g - T_s) - \beta (T_s - T_0) \quad (6.71)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon c_g \rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = & \varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \left([k_g + (c_g \rho_g) D_{ax}] \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \varepsilon \sum_{i=1}^{n_{spec}} \rho c_{pi} Y_i V_i \frac{dT}{dx} + \\ & - \varepsilon c_{p,g} \rho_g v_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + h_v (T_s - T_g) + \varepsilon \sum_{i=1}^{n_{spec}} \dot{\omega}_k PM_k h_k \end{aligned} \quad (6.72)$$

onde V_i é a velocidade de difusão da i -ésima espécie. A seguinte notação para a i -ésima reação elementar genérica será usada:

$$\sum_{j=1}^{n_{spec}} \nu'_{ij} X_j = \sum_{j=1}^{n_{spec}} \nu''_{ij} X_j \quad (6.73)$$

onde X_j é a j -ésima espécie, e ν'_{ij} , ν''_{ij} são os coeficientes dos lados esquerdo e direito, respectivamente. As taxas de produção de espécies são dadas pela lei de Arrhenius:

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^{n_{spec}} (\nu'_{ij} - \nu''_{ij}) \left[A_i \exp \left[\frac{E_{acti}}{R_u T} \right] \prod_{j=1}^{n_{spec}} [X_j]^{\nu'_{kj}} \right] \quad (6.74)$$

Onde $[X_j]$ é a concentração molar da j -ésima espécie.

As n_{spec} equações restantes são dadas pelas equações de conservação das espécies, que podem ser escritas na forma:

$$\rho_g v_g \frac{dY_i}{dx} + \frac{d}{dx} [\rho_g Y_i V_i] - \dot{\omega}_i P M_i = 0 \quad (6.75)$$

A velocidade de difusão V_i é dada por:

$$V_i = (D_{im} + D_{ax}) \frac{1}{Y_i} \frac{dY_k}{dx} \quad (6.76)$$

onde D_{im} é o coeficiente de difusão da mistura média para a i -ésima espécie.

6.4.2 Modificações nas Equações do PREMIX

O PREMIX é essencialmente um programa que resolve problemas de valores de contorno. A declaração do sistema de equações a serem resolvidas ocorre na sub-rotina FUN do arquivo PREMIX.F. Conseqüentemente, todas as modificações inerentes ao

modelo físico foram implementadas editando esta sub-rotina. A equação da energia do PREMIX tem a seguinte forma (KEE et al., 2000):

$$\dot{m} \frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left[kA \frac{dT}{dx} \right] + \frac{A}{c_p} \sum_{i=1}^{n_{spec}} \rho c_{pi} Y_i V_i \frac{dT}{dx} + \frac{A}{c_p} \sum_{i=1}^{n_{spec}} \dot{\omega}_k h_k PM_k = 0 \quad (6.77)$$

Isso foi modificado a fim de levar em conta o termo de troca de calor na interfase, o efeito da porosidade no volume de controle e o efeito de dispersão no termo de condução. A equação resultante é:

$$\begin{aligned} \dot{m} \frac{dT}{dx} - \varepsilon \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left[(kc_p \rho_g D_{ax}) A \frac{dT}{dx} \right] + \varepsilon \frac{A}{c_p} \sum_{i=1}^{n_{spec}} \rho c_{pi} Y_i V_i \frac{dT}{dx} + \\ + \varepsilon \frac{A}{c_p} \sum_{i=1}^{n_{spec}} \dot{\omega}_k h_k .PM_k + h_v (T_s - T) = 0 \end{aligned} \quad (6.78)$$

A função $T_s(x)$ nesta equação é considerada como conhecida e constante, dada pela iteração da integral temporal anterior. Os valores de T_s nas posições x requisitadas são calculados por um procedimento de interpolação polinomial de terceira ordem similar ao descrito na seção 6.2.4. Isso é necessário, já que a distribuição dos pontos da malha se modifica assim que a solução do problema de regime permanente evolui. Os coeficientes h_v e D_{ax} são calculados usando as equações mostradas na Seção 6.3.2. Quando necessário, a propriedade do gás é avaliada utilizando sub-rotinas da biblioteca do “CHEMKIN”. Até onde no que diz respeito às equações de conservação das espécies, elas foram mantidas sem nenhuma alteração, exceto pelo cálculo da velocidade de difusão, onde o coeficiente de dispersão axial foi adicionado ao D_{im} .

6.4.3 PREMIX - Estrutura Geral

Apesar das modificações das equações, a maior parte das mudanças na estrutura geral precisou ser feita. O PREMIX está conceituado para resolver um único problema em regime permanente, enquanto que nesse caso precisamos iterar esse procedimento a cada passo da integral. O PREMIX inteiro, ou melhor, o seu programa principal “DRIVER” é transformado em uma sub-rotina iterativamente chamada por outro programa

(PRINCIPAL). Esse programa principal possui um “loop” que realiza as seguintes operações:

1. A sub-rotina DRIVER é chamada: O PREMIX resolve um problema em regime permanente.
2. A solução em regime permanente é lida a partir de um arquivo, em termos de T_s , T_g , q_{reac} .
3. A sub-rotina da integração temporal é chamada utilizando os parâmetros de entrada: T_s , T_g , q_{reac} .
4. A nova T_s é estocada em uma matriz compartilhada (comum), acessível pela sub-rotina “FUN”.

A rodada subsequente do PREMIX vai resolver a equação da energia do gás e as da conservação das espécies para o perfil de temperatura do sólido calculados pela integral temporal.

6.4.4 Hipótese Inicial

O tempo necessário para a solução do sistema de equações pode ser reduzido utilizando uma hipótese inicial que seja próxima da solução. No presente caso, uma hipótese razoável é a solução do passo anterior. Para isso, o programa funciona no modo “RESTART”. Isso significa que a solução guardada em um arquivo “REST.BIN” é usada como hipótese inicial. Esse arquivo é produzido renomeando o arquivo “SAVE.BIN” contendo a solução calculada anteriormente. Na versão original do PREMIX (Versão 2.55) junto com a solução também utiliza a malha da solução anterior. O refinamento da malha no PREMIX é operado adicionando pontos onde é necessário. Para o presente caso, isso é inconveniente, já que o local da zona de reação (região na qual o refinamento é mais necessário) está se modificando de um modo “restart” para outro. Como resultado, o número de pontos estará aumentando a cada modo “restart” sucessivo, juntamente com o número de incógnitas e o tempo de CPU.

De modo a superar esse problema, foi decidido utilizar um método similar a esses empregados nas versões “OPPDIF” e no “CHEMKIN III PREMIX”. Consiste em reorganizar a distribuição dos pontos usados na hipótese inicial. Uma descrição detalhada

do algoritmo da sub-rotina “*regridding*” pode ser encontrada no manual do OPPDIF (LUTZ et al., 1996, apud CONTARIN, 2001). O programa passa a ter capacidade em criar uma nova malha com um dado número de pontos. Sua densidade é proporcional a uma função peso, definida como:

$$W(x) = 1 + a \left| \frac{dF}{dx} \right| + b \left| \frac{d^2 F}{dx^2} \right| \quad (6.79)$$

A função $F(x)$ no algoritmo original é simplesmente a temperatura. Em chamas convencionais, a temperatura do gás pode ser considerada um bom indicador da localização da zona de combustão. Essa consideração não é válida para a combustão na CQPR. Na verdade, como o *não-equilíbrio* térmico é extremamente baixo, não há saltos repentinos no perfil da temperatura do gás pelo calor da reação. Por isso, uma combinação entre a temperatura e a fração mássica do gás combustível foi usada como função de $F(x)$. Os coeficientes a e b determinam a sensibilidade da densidade dos pontos do gradiente e da curvatura da função $F(x)$, respectivamente. Após o funcionamento da sub-rotina “*regridding*”, todas as funções incógnitas são interpoladas nos pontos novos. Fazendo essas melhorias no programa original, o tempo de CPU necessário para a solução de cada problema em regime permanente é significativamente reduzido. A situação mais crítica para o algoritmo é quando ocorre a reversão. Isso porque, nesse caso, a solução do arquivo “*restart*” é relevante para um perfil de temperatura do sólido consideravelmente diferente.

6.4.5 Simulações – *Multi-Step*

A integração temporal com detalhamento químico é extremamente custosa, em termos de tempo computacional. Por isso, apenas um número relativamente menor de simulações pode ser realizado. Mantendo-se apenas duas velocidades de escoamento dos gases fixas ($v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s) e a razão de equivalência é variada na faixa entre $\Phi = [0,30;0,90]$.

O tempo computacional depende de vários fatores, entre eles, os parâmetros de mistura, parâmetros de geração de malha do PREMIX e o tempo de simulação. Para reduzir o tempo computacional, a integral temporal é feita com uma malha razoavelmente grosseira. Então, para obter uma informação mais precisa sobre a química da combustão, o problema

em regime permanente é resolvido com uma malha um pouco mais refinada para perfis de temperatura final obtidos com a integração temporal. Isto é feito duas vezes a cada simulação: são resolvidas tanto a configuração do início do meio ciclo como no fim.

No entanto, o que aumenta inevitavelmente o tempo de CPU é o tempo de simulação. Como discutido na Seção 6.3, uma simulação completa, iniciada desde o preaquecimento do reator, requereria tempos de 8000 s a 15000 s. Utilizando uma condição inicial, para rodar o modelo *multi-step*, resultados obtidos com o *one-step*, pode-se reduzir esse tempo para 2000 s.

Apesar de esse modelo fornecer informações que o modelo *single-step* evidentemente não é capaz de fazer, ainda há grandes limitações. Devido à complexidade da reação quando considerado o mecanismo detalhado, uma densidade de pontos muito maior é necessária na zona de reação, se comparado com o modelo *single-step*. Por outro lado, o número total de pontos precisa ser mantido o mais baixo possível, já que o tempo de CPU é bastante sensível a ele. Se considerarmos uma zona de reação extremamente pequena, em relação ao domínio computacional (no qual o comprimento é igual ao do reator), isso significa que a densidade dos pontos fora da zona de reação precisa ser razoavelmente baixa. Isso é, em especial, verdadeiro na zona de baixa temperatura, nas proximidades dos trocadores de calor. Conseqüentemente, a precisão dos cálculos da temperatura e da transferência de calor nessa região é baixa de modo a fazer uma estimativa da eficiência.

6.4.6 Óxidos de Nitrogênio

O NO e o NO₂ (referidos normalmente como NO_x) são poluentes atmosféricos. Eles contribuem para os ciclos de redução do ozônio na estratosfera e para a poluição do ar (“*smog*” fotoquímico), além de ter efeito prejudicial na saúde do ser humano. Esses fatores fazem que as emissões de óxidos de nitrogênio sejam umas das mais importantes dos dispositivos que funcionam com combustão. Motores automotivos, termelétricas e caldeiras industriais são grandes emissores de NO_x. O nitrogênio é inevitavelmente presente na maioria dos sistemas de combustão, constituindo por cerca de 79% (em vol.) do ar. Em algumas circunstâncias, o combustível também pode ser uma significativa fonte de N. Qualquer que seja a sua origem, o nitrogênio reage durante a combustão para formar NO e NO₂. Normalmente, o NO é formado em quantidades bem maiores que o NO₂, o qual é formado por posterior formação de NO. Assim, a formação de NO determina a

quantidade total de NO_x emitido. Entretanto, os maiores efeitos nocivos são causados pelo NO_2 , pela reação com hidrocarbonetos, ozônio e luz para produzir *smog*. Além disso, o NO_2 reage com a água para produzir ácido, o qual causa problemas de corrosão e chuvas ácidas.

A formação de NO na combustão geralmente segue três rotas principais: o mecanismo térmico (ou Zeldovich), o mecanismo de N_2O intermediário e o mecanismo *prompt* (ou Fenimore). Ultimamente, alguns pesquisadores (BOZZELLI; DEAN, 1995; HARRINGTON, 1996; HAYHURST, 1998) encontraram evidências de um novo mecanismo de formação de NO, via NNH. Em alguns casos, nitrogênio agregado ao combustível pode ser uma fonte significativa de NO, através do chamado mecanismo *combustível*.

O detalhamento dos mecanismos de formação do NO não faz parte do escopo deste trabalho. Não obstante, uma descrição mais detalhada pode ser encontrada nas famosas revistas Miller (1989) e Bowman (1992). O mecanismo combustível será omitido, pois sua contribuição é supostamente desprezível com o uso de metano técnico ou mesmo o biogás como combustível.

6.5 Operacionalização do Modelo Numérico

De modo a resumir o funcionamento dos modelos empregados neste estudo, as Figuras 6.1 e 6.2 mostram o fluxograma dos modelos *One-Step* e *Multi-Step*, respectivamente.

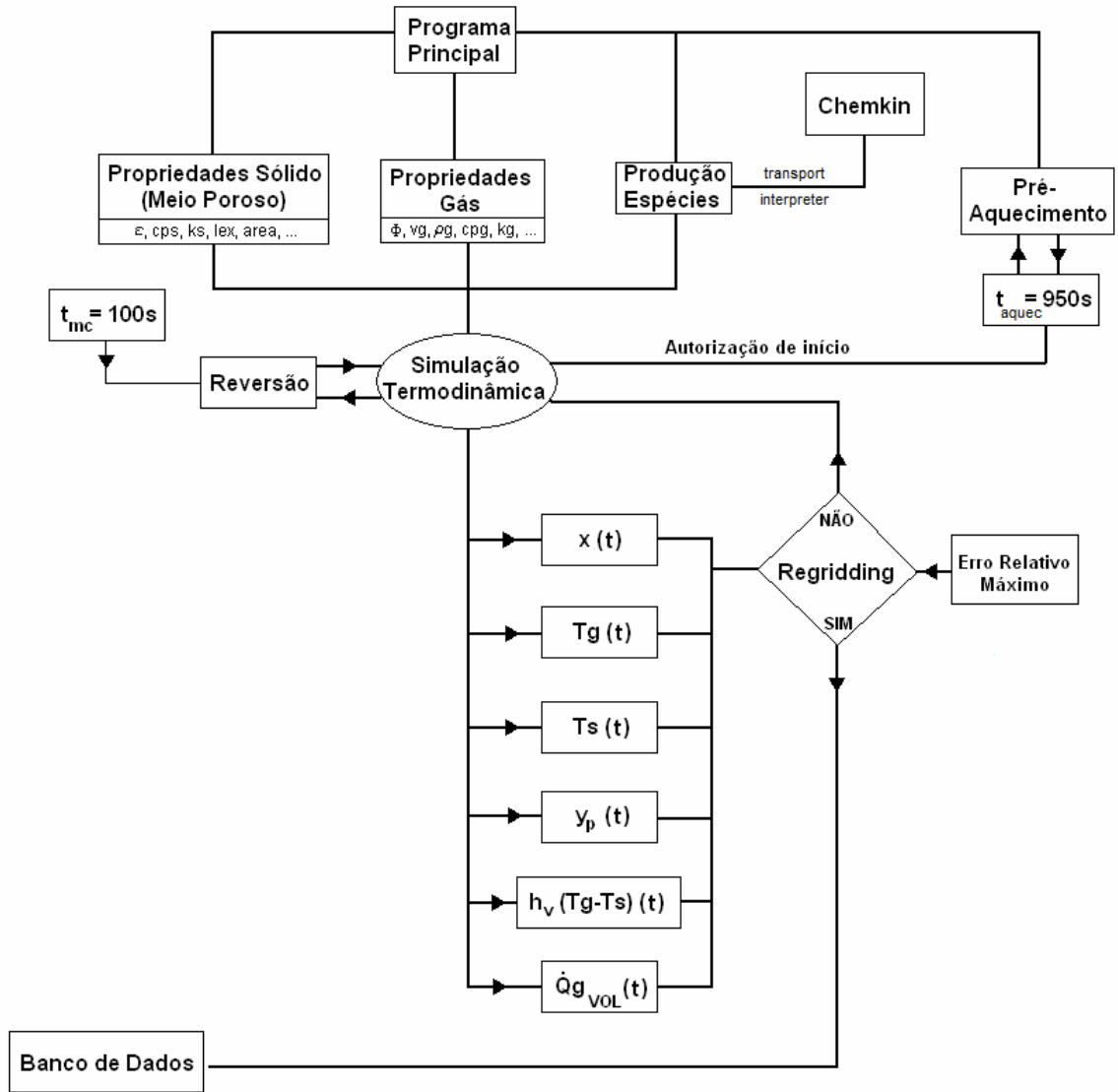


Figura 6.1 - Fluxograma do código *One-Step*.

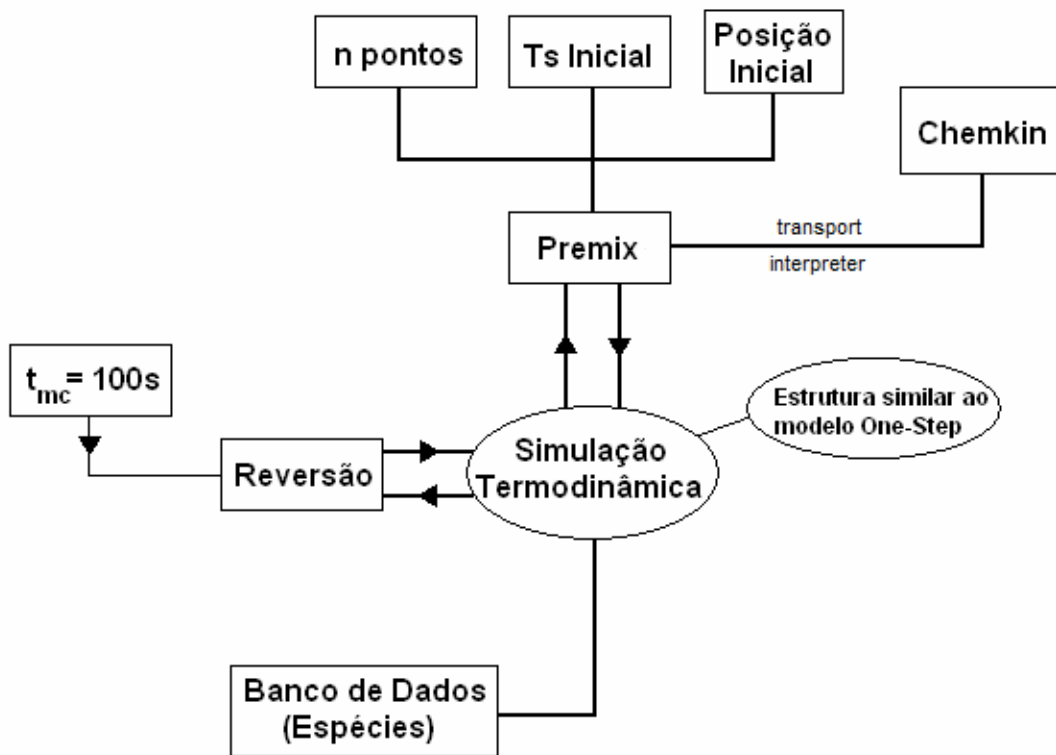


Figura 6.2 - Fluxograma do código *Multi-Step*.

Capítulo 7 - Avaliação de Desempenho

7.1 Extração de Energia

Como mencionado em seções anteriores, o sistema de extração de energia da caldeira empregou um par de trocadores de calor em cada uma das extremidades para remoção de calor. O fluxo de gases quentes vindos da zona central localizada no platô central aquece os trocadores de calor instalados na extremidade do reator a jusante do platô. E os trocadores de calor da outra extremidade, a montante da zona de reação, são aquecidos por efeito de condução e radiação. Entretanto, a mistura fresca entrando no queimador resfria esses trocadores de calor (montante), por efeito de convecção.

Por essa razão, a potência extraída pelos trocadores de calor foi definida como o produto da taxa de fluxo global de massa de água (que alimenta ambos trocadores) pelo calor específico da água a pressão constante e pela variação de temperatura entre a entrada e a saída da caldeira ΔT ; mais o calor latente da água h_{fg} . Isso está expresso na equação abaixo:

$$\dot{Q}_{ex} = (\dot{m}c_p\Delta T + \dot{m}\chi h_{fg})_{H_2O} \quad (7.1)$$

A dificuldade de se medir o título do vapor (χ) produzido para cada condição de operação sugere que a potência extraída seja determinada através do cálculo da diferença de entalpia na entrada e na saída da caldeira, como parte da energia disponível da combustão. Essa diferença de entalpia é proporcional ao somatório da energia extraída pelos trocadores de calor mais as perdas de calor pelas paredes do reator, expressas pela equação abaixo:

$$\Delta H_{CQPR} = (\dot{m}c_p\Delta T + \dot{m}\chi h_{fg})_{H_2O} + \int_0^{500} \dot{Q}_{wall} .dx \quad (7.2)$$

A eficiência de extração de calor (η_{extr}) foi determinada como a razão entre a energia transferida para o fluxo de água nos trocadores de calor e a energia química provida pelo combustível, que está expressa pela seguinte equação:

$$\eta_{extr} = \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{Q}_{quim}} \quad (7.3)$$

onde a potência química é proporcional ao produto da vazão mássica de combustível pelo seu poder calorífico inferior (PCI), sendo expresso pela equação a seguir:

$$\dot{Q}_{quim} = (\dot{m}.PCI)_{CH_4} \quad (7.4)$$

7.1.1 Resultados de Potência e Eficiência de Extração

As Figuras 7.1 e 7.2 mostram os resultados de potência extraída para ambas as velocidades de escoamento, comparando o biogás com o metano. As Figuras 7.3 e 7.4 mostram a eficiência de extração também para as duas velocidades de escoamento operadas, comparando o desempenho da combustão do biogás com a do metano.

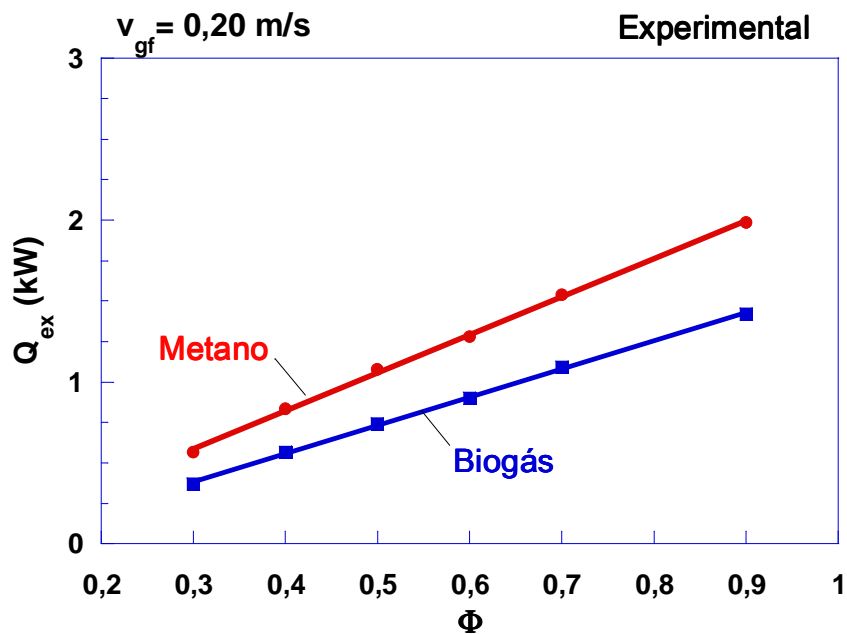


Figura 7.1 - Gráfico de potência de extração com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás vs. Metano.

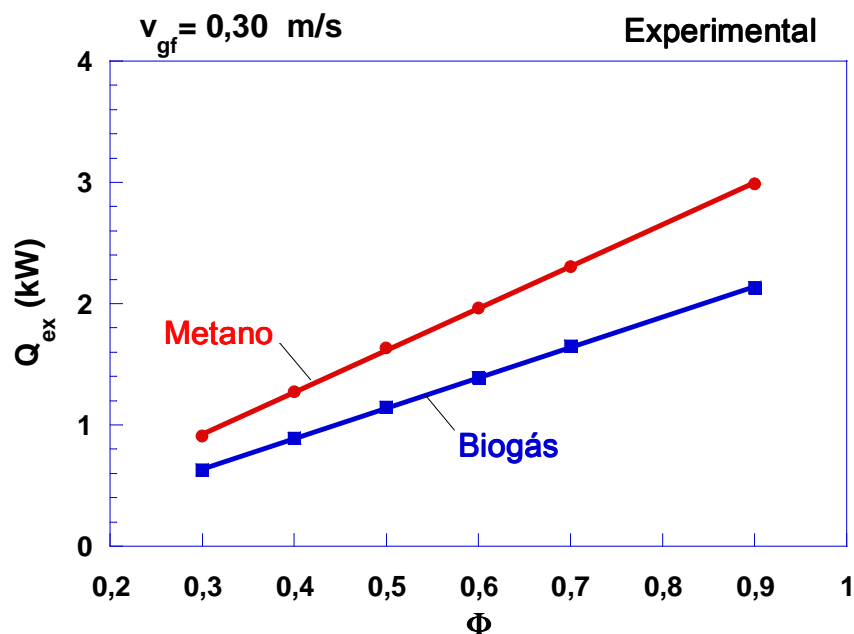


Figura 7.2 - Gráfico de potência de extração com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás vs. Metano.

Os resultados de potência de extração medidas experimentalmente estão na faixa de $0,50 \text{ kW} \leq \dot{Q}_{ex} \leq 3,2 \text{ kW}$ para o metano, e $0,35 \text{ kW} \leq \dot{Q}_{ex} \leq 2,0 \text{ kW}$ para o biogás, dependendo da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases empregados, como mostram as Figura 7.1 e Figura 7.2. Os resultados experimentais apontam para um crescimento dos valores de potência de extração de forma praticamente linear com o aumento da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases. Além disso, pode ser observada a diferença entre a potência de extração entre a combustão com os dois gases utilizados. A potência de extração da caldeira com o metano é maior em relação ao biogás. Isso está provavelmente relacionado com o poder calorífico do metano, o qual é maior do que o gás de estudo.

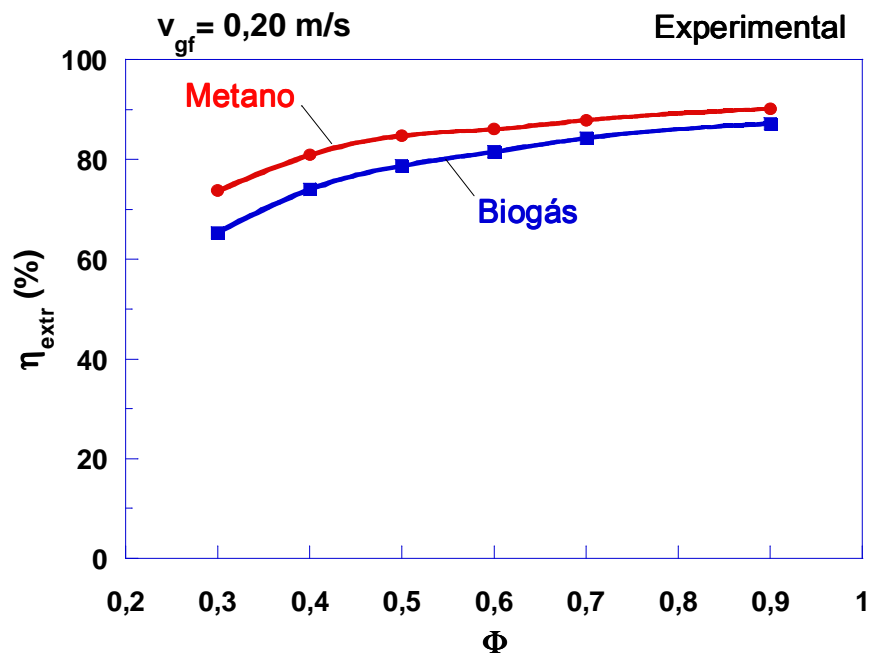


Figura 7.3 - Gráfico de eficiência de extração com $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ - Biogás vs. Metano.

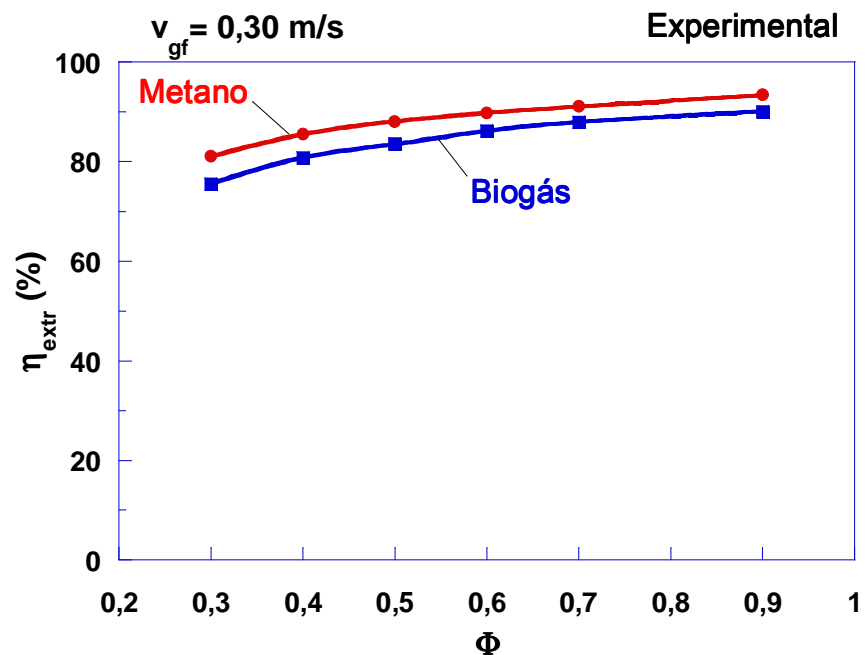


Figura 7.4 - Gráfico de eficiência de extração com $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ - Biogás vs. Metano.

As eficiências térmicas medidas experimentalmente, que correspondem à eficiência de extração, estão na faixa de 70 a 93 %, dependendo da razão de equivalência e da

velocidade de escoamento dos gases empregados, como mostram as Figuras 7.3 e 7.4. Os resultados experimentais apontam para um crescimento dos valores de eficiência com o aumento da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases. Além disso, pode ser observada a diferença entre a eficiência da combustão com o biogás, que é menor em relação à do metano. Isso também está provavelmente relacionado com o poder calorífico do biogás, o qual é menor do que o gás de referência, assim como observado com a potência de extração.

Deve ser ressaltado que a eficiência seria melhorada ainda, uma vez que algumas camadas de isolamento precisaram ser retiradas para permitir a exaustão dos gases de odor desagradável da fibra cerâmica, o que contribuiu com maior perda de calor pelas paredes.

Alguns fenômenos de instabilidade podem ser caracterizados pela configuração dos perfis de eficiência, que podem alterar essa tendência. Eles poderiam ser parcialmente explicados pelo fato de um mesmo protótipo estar servindo para experimentos numa faixa muito ampla de operação. Um projeto mais adequado para uma faixa de operação desejada possibilitaria lidar melhor com a tendência a instabilidades, que se observa tanto no processo de combustão como no processo de vaporização da água nos trocadores.

Quando a velocidade de escoamento dos gases e a razão de equivalência são baixas, relativamente, a quantidade de água tem que ser proporcional à extração de energia do processo de combustão e, então, ela passa a não ser suficiente para arrefecer plenamente os trocadores de calor do protótipo em estudo. Operar nessa condição pode representar risco para estrutura física do protótipo desenvolvido.

Pelo que se observa nas Figura 7.3 e Figura 7.4, a faixa de operação recomendada para esse protótipo está entre as razões de equivalência de $0,3 \leq \Phi \leq 0,9$, que foi a faixa para a qual esse protótipo foi projetado, denotando uma boa flexibilidade de operação desse protótipo. A expectativa no desenvolvimento desse equipamento em escala de aplicação comercial é a de conseguir melhores resultados de eficiência do que esses obtidos com o protótipo, por conta dos efeitos das perdas de calor pelas paredes, que elas são especialmente significativas quando em pequenos protótipos, devido a sua alta relação área-volume, relativamente comparada com protótipos de escalas maiores, que possuem área superficial menor em relação ao seu volume, e, conseqüentemente, as perdas também são relativamente menores.

7.1.2 Resultados de Potência e Eficiência de Extração (Simulado x Experimental)

As Figuras 7.5 e 7.6 mostram os resultados de potência extraída juntamente com a potência perdida pelas paredes para ambas as velocidades de escoamento, comparando o modelo numérico com os resultados experimentais da combustão do metano.

As Figuras 7.7 e 7.8 mostram os resultados de potência extraída juntamente com a potência perdida pelas paredes para ambas as velocidades de escoamento, comparando o modelo numérico com as medições obtidas experimentalmente com a combustão do biogás.

As Figuras 7.9 e 7.10 mostram a eficiência de extração também para as duas velocidades de escoamento operadas, comparando o desempenho da combustão do metano e do biogás, respectivamente, entre o modelo numérico *one-step* e os resultados experimentais.

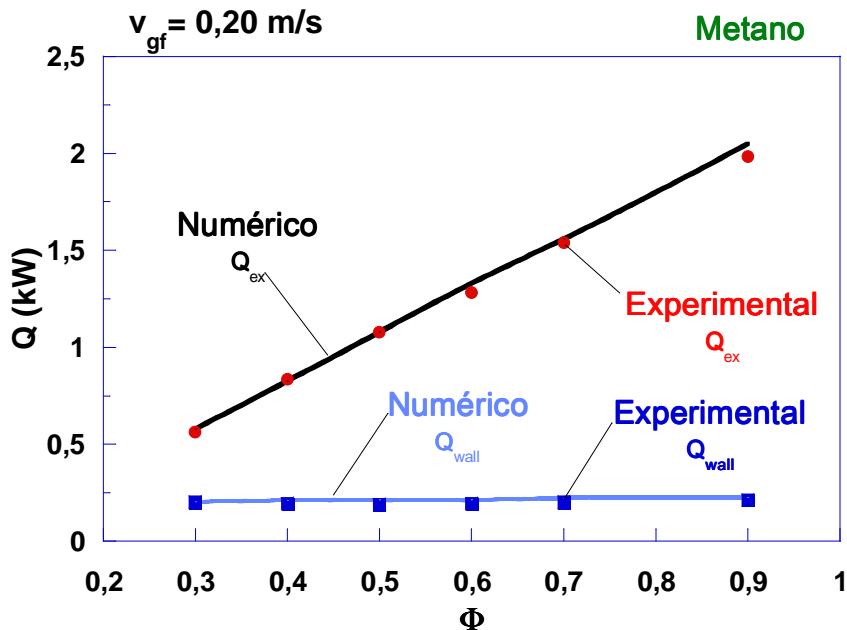


Figura 7.5 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ - Metano.

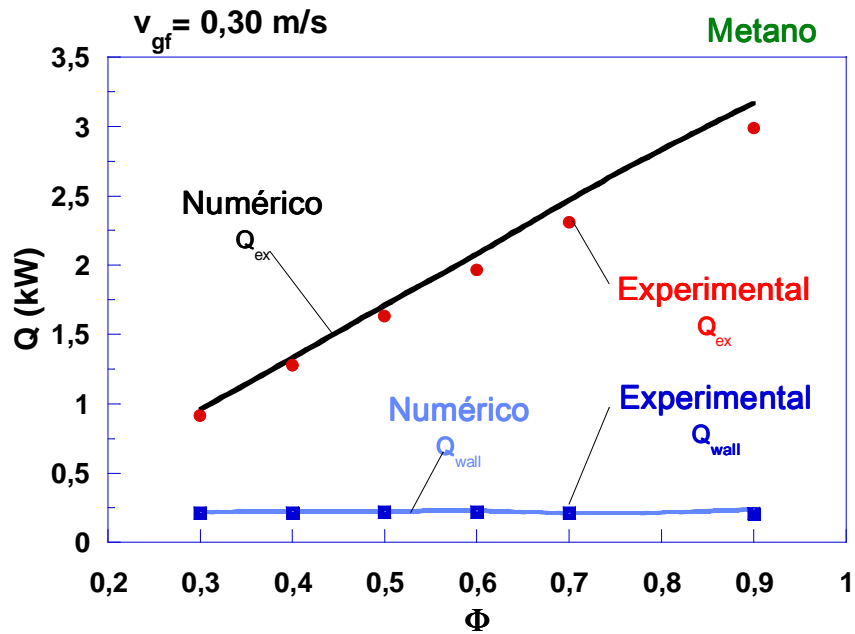


Figura 7.6 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ - Metano.

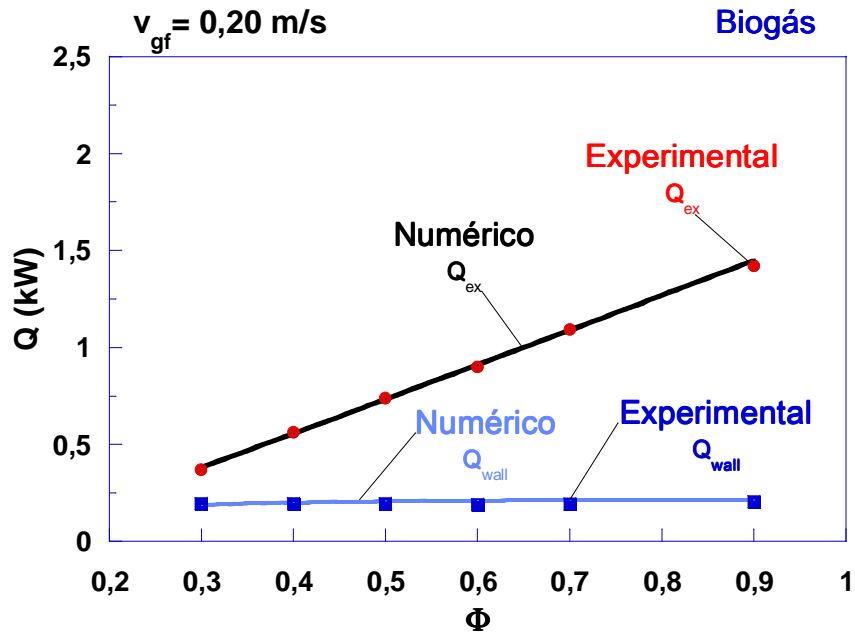


Figura 7.7 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ - Biogás.

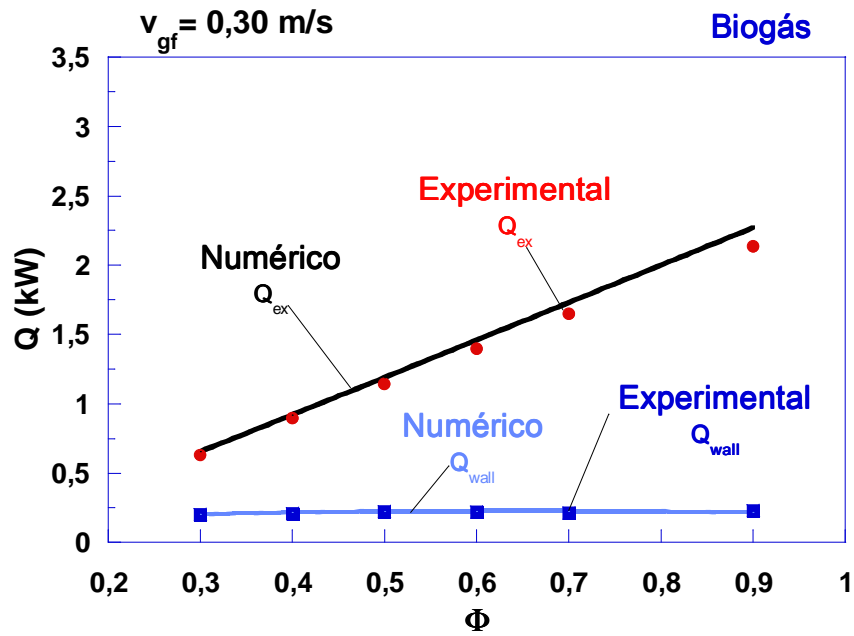


Figura 7.8 - Gráfico de potência de extração e perda com $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ - Biogás.

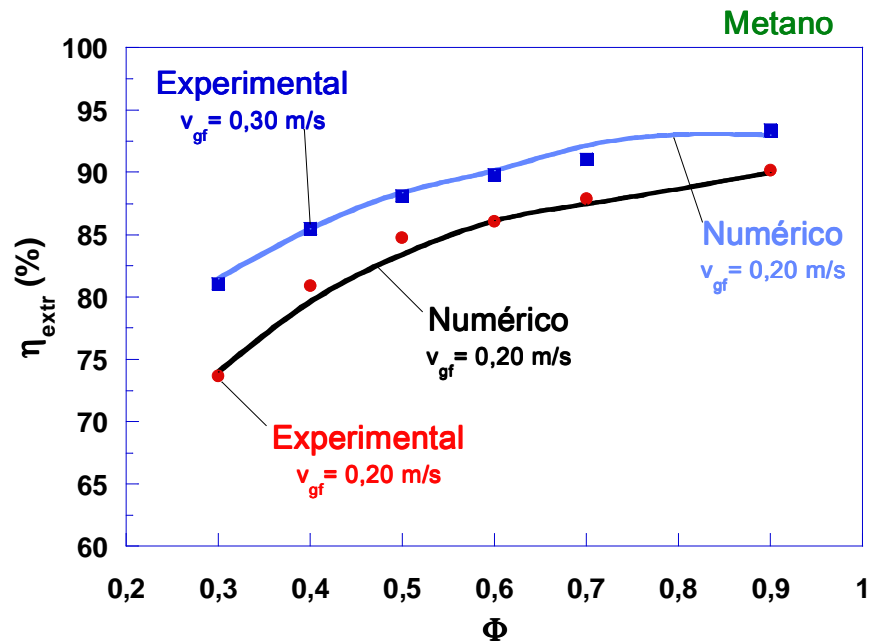


Figura 7.9 - Gráfico de eficiência de extração com para ambas v_{gf} - Metano.

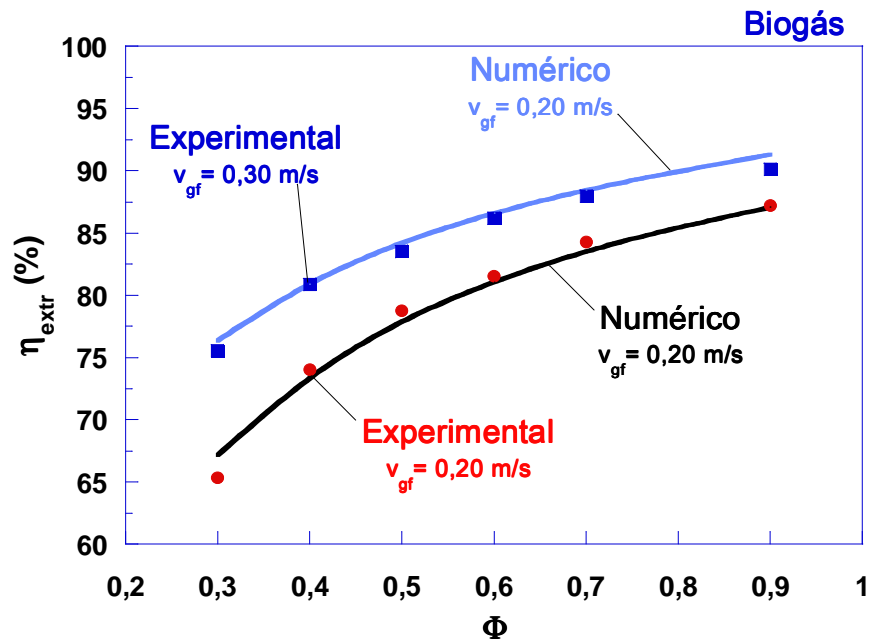


Figura 7.10 - Gráfico de eficiência de extração com para ambas v_{gf} - Biogás.

Ao observar as Figura 7.5 a Figura 7.8 os gráficos de potência e as Figura 7.9 e Figura 7.10, resultados de eficiência de extração, tanto para resultados numéricos como experimentais pode-se ver que estão bastante próximos. Isso se deve ao fato de as potências de extração e de perdas por parede do modelo numérico apresentar coerência com as medições experimentais.

Capítulo 8 - Estudo Numérico e Experimental da Combustão do Metano

O presente estudo evoluiu a partir de pesquisas antecedentes, que propiciaram desenvolvimento de uma caldeira não-convencional (CQPR), que apresenta certas vantagens operacionais em relação às caldeiras comerciais. Basicamente, as características que distinguem essa caldeira das demais estão relacionadas aos aspectos de projeto do trocador de calor (e sua posição relativa no queimador) e ao meio participante (material cerâmico inerte) que preenche a câmara de combustão, modificando as propriedades do processo.

O apelo dessa tecnologia está diretamente associado à possibilidade de combinar eficiência elevada com baixo nível de emissões, quando operando com combustíveis de baixo poder calorífico. Os resultados experimentais apontam para a velocidade da mistura ar-combustível (v_{gf}) e para a razão de equivalência (Φ), como sendo os principais parâmetros de projeto e operação que influenciam nos perfis de temperatura e emissões.

8.1 Simulações One-Step

As Figuras 8.1 a 8.10 mostram os resultados numéricos do modelo *one-step* e experimentais com metano com velocidade de escoamento dos gases, $v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s. Os perfis estão plotados variando a razão de equivalência (Φ) de 0,30 a 0,90 para $v_{gf} = 0,20$ m/s e variando Φ de 0,30 a 0,60 para $v_{gf} = 0,30$ m/s. A título de ilustração, na Figura 8.1 estão identificadas as extremidades dos trocadores de cobre (linha laranja) e dos trocadores de inox (linha azul).

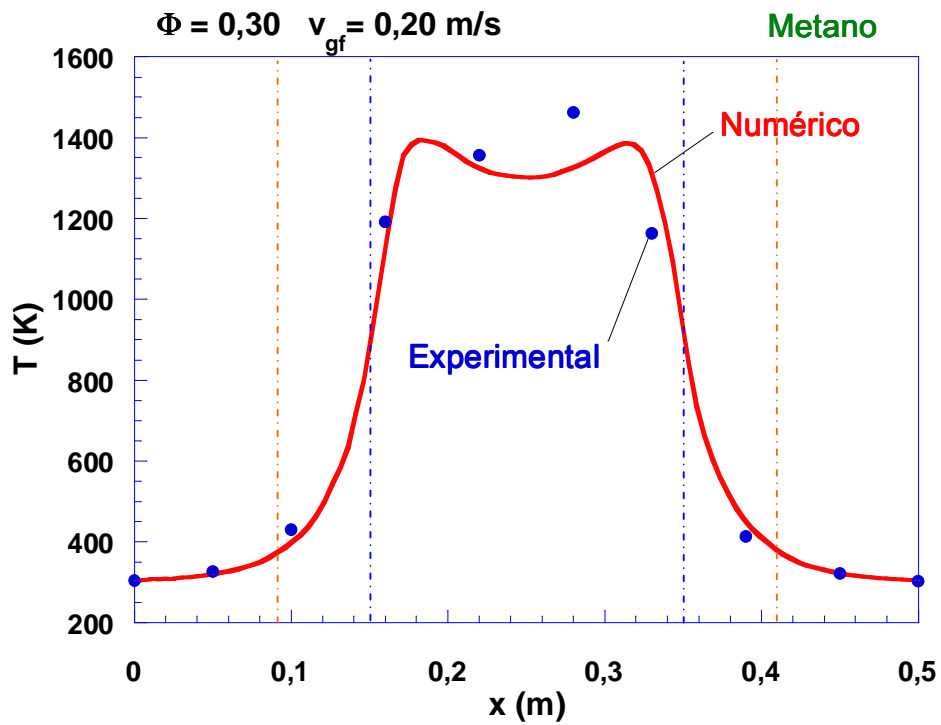


Figura 8.1 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Metano).

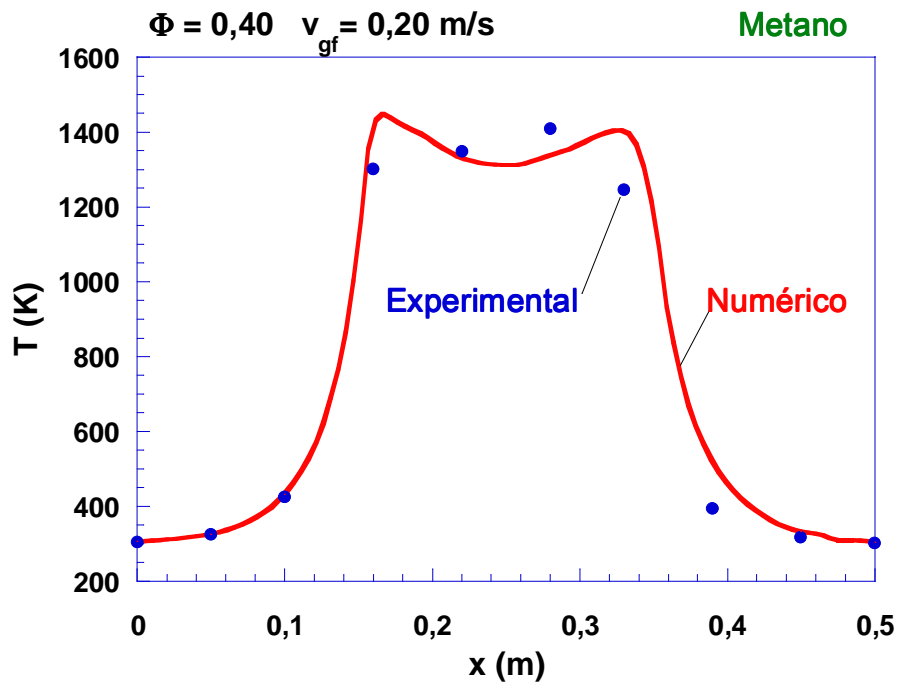


Figura 8.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

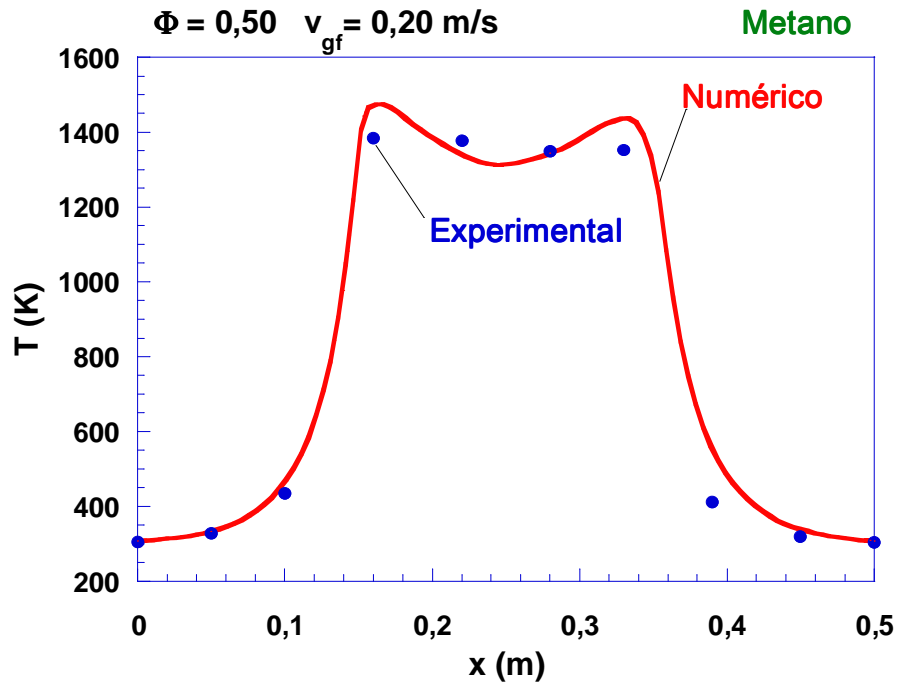


Figura 8.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

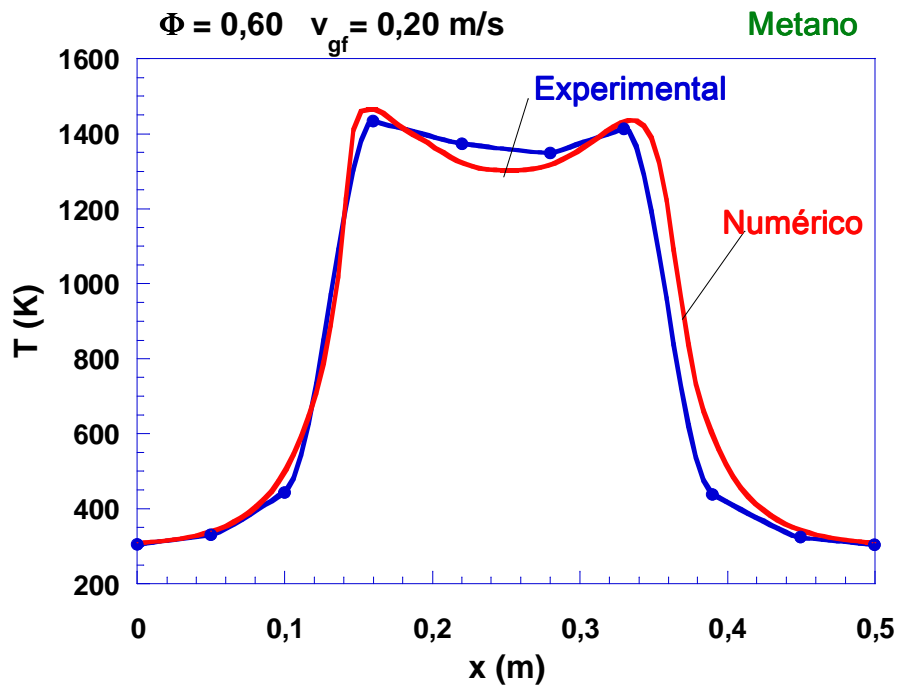


Figura 8.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

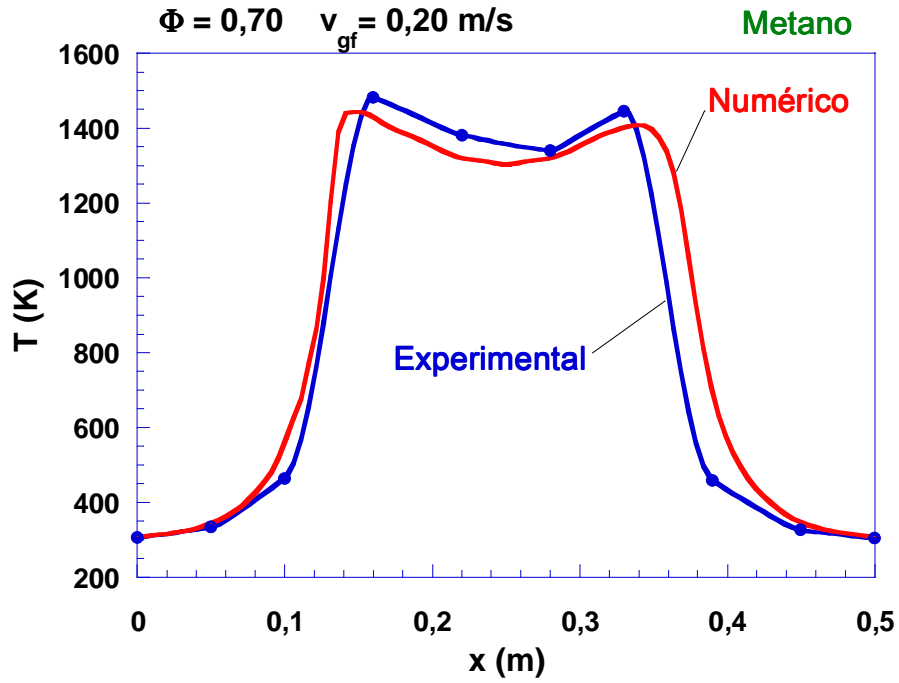


Figura 8.5 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

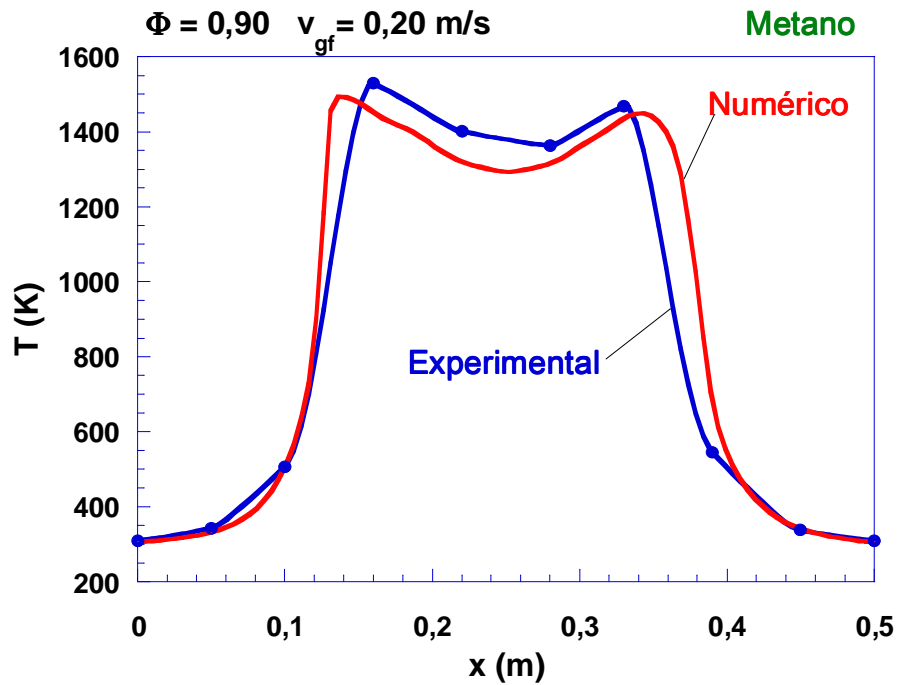


Figura 8.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

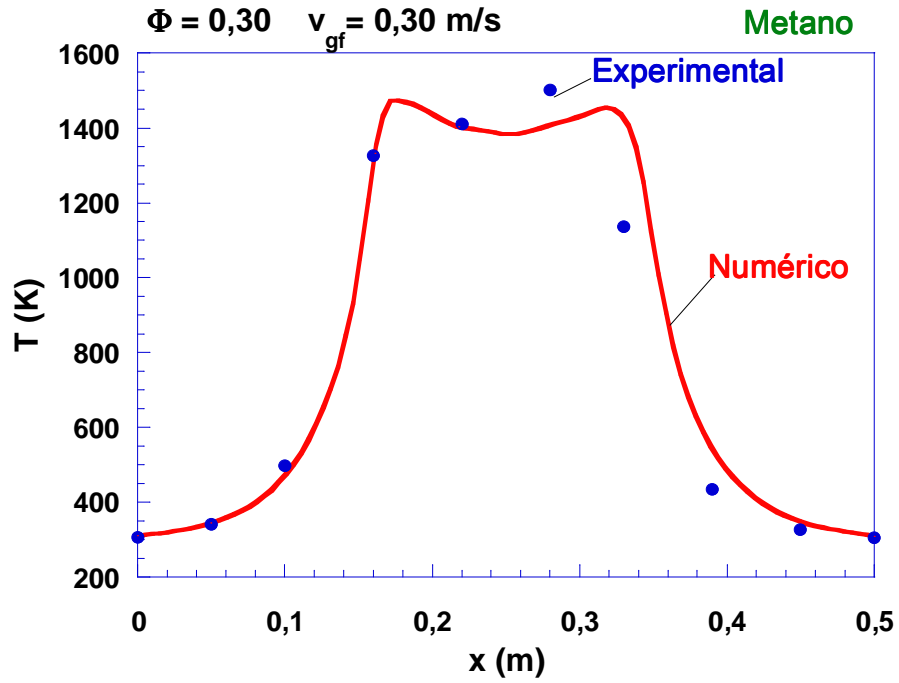


Figura 8.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

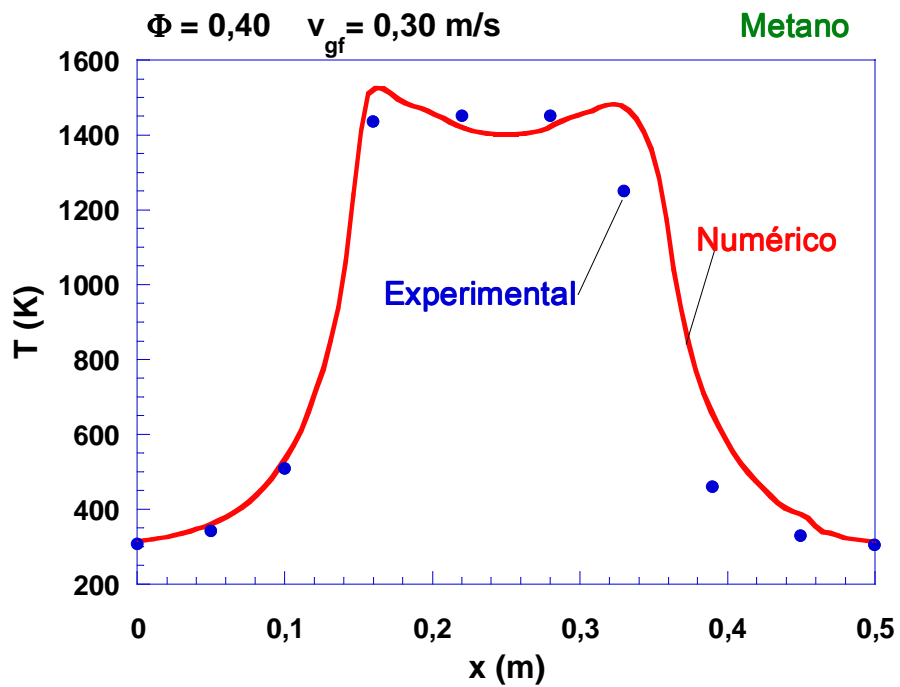


Figura 8.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

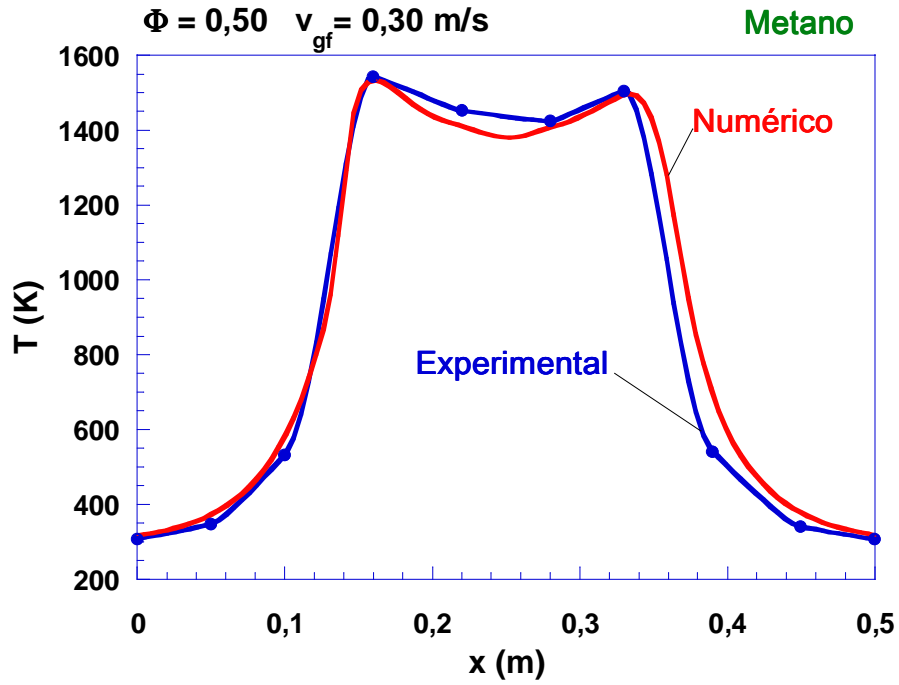


Figura 8.9 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

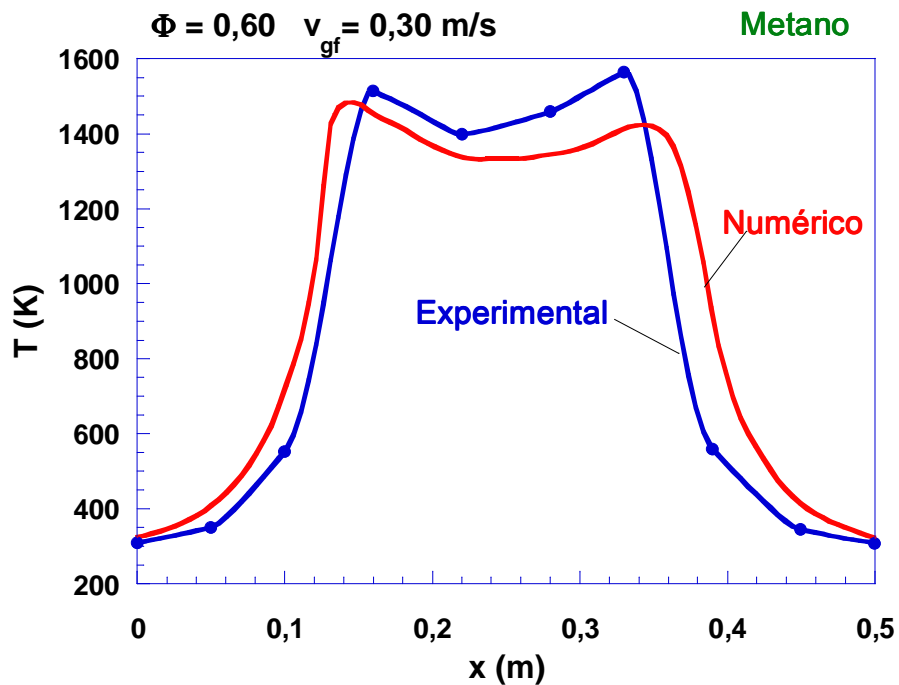


Figura 8.10 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

Os resultados apresentados nas Figura 8.1 a Figura 8.10 mostram que os perfis de temperatura do modelo numérico estão em coerência com as medições experimentais.

Alguns pontos experimentais, em especial, nas Figura 8.1, Figura 8.2, Figura 8.3, Figura 8.7 e Figura 8.8 estão localizados mais afastados da curva do resultado numérico. É provável a presença de um erro sistemático por conta da mudança de direção do escoamento, o que levaria a um aumento ou diminuição excessiva da temperatura naquela região, pois tratam-se de valores médios.

8.2 Simulações Multi-Step

As Figuras 8.11 e 8.12 mostram os resultados numéricos de emissões de NO com o metano, com velocidades de escoamento iguais a 0,20 e 0,30 m/s, respectivamente. As Figuras 8.13 e 8.14 mostram os resultados numéricos de emissões de CO com o mesmo combustível, também com velocidades de escoamento iguais a 0,20 e 0,30 m/s, respectivamente.

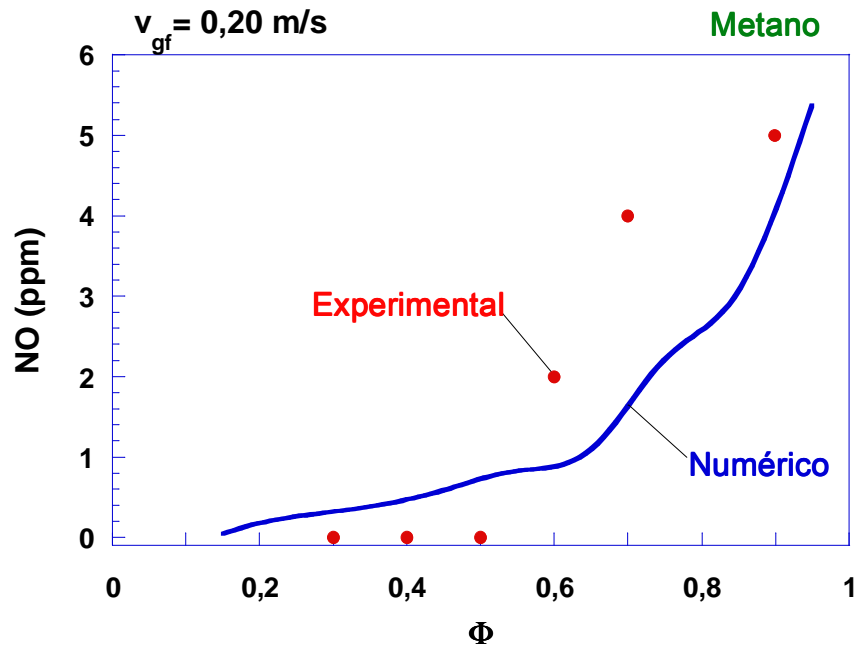


Figura 8.11 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ m/s – numérica e experimental (Metano).

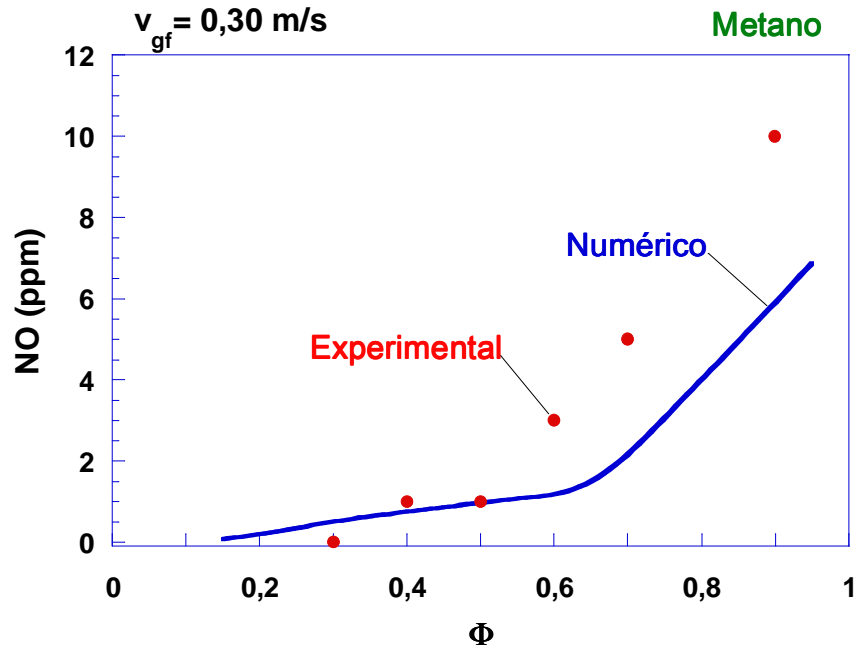


Figura 8.12 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ – numérica e experimental (Metano).

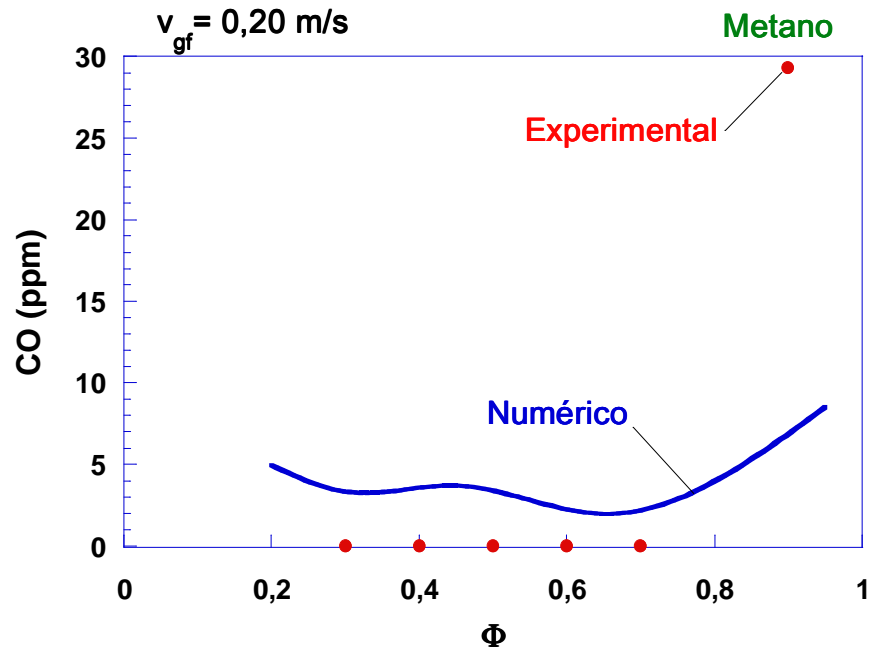


Figura 8.13 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ – numérica e experimental (Metano).

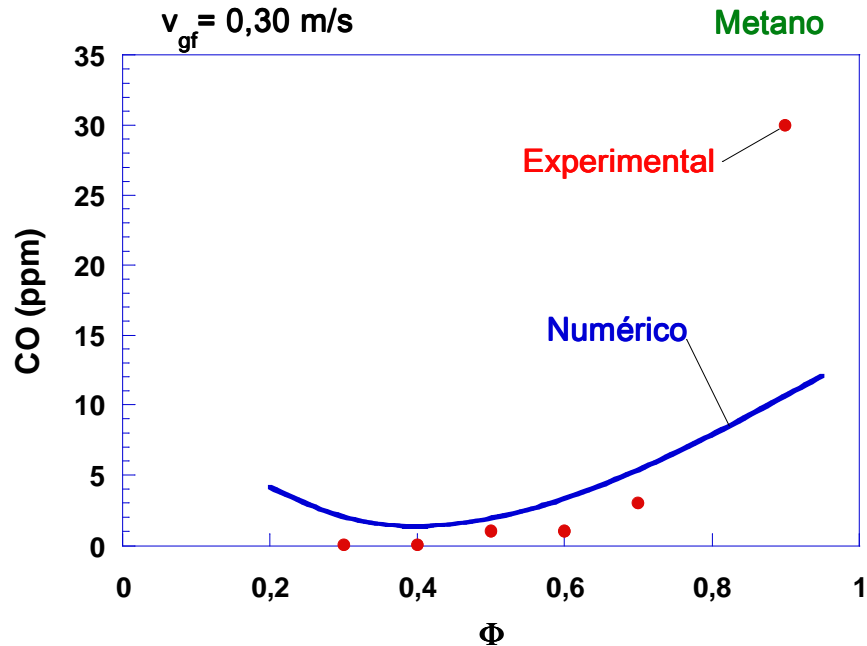


Figura 8.14 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ – numérica e experimental (Metano).

Os resultados numéricos de emissões de NO_x estão próximos dos experimentais, como estão mostrados nas Figura 8.11 e Figura 8.12, com boa concordância entre os pontos para as duas velocidades de escoamento dos gases. Os resultados numéricos de emissões de CO mostrados nas Figura 8.13 e Figura 8.14 apontam uma tendência similar aos obtidos experimentalmente para ambas velocidades v_{gf} .

8.3 Comparativo de Perfis de Temperatura da Caldeira (Experimental)

As Figuras 8.15 a 8.19 mostram os dados experimentais com metano com $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$. Os perfis estão plotados variando Φ de 0,30 a 0,90. A Figura 8.20 mostra todos os perfis de distribuição de temperatura com $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$. As Figuras 8.21 e 8.22 mostram dados experimentais de emissões de NO e CO, respectivamente. A título de ilustração, na Figura 8.15 estão identificadas as extremidades dos trocadores de cobre (linha laranja) e dos trocadores de inox (linha azul).

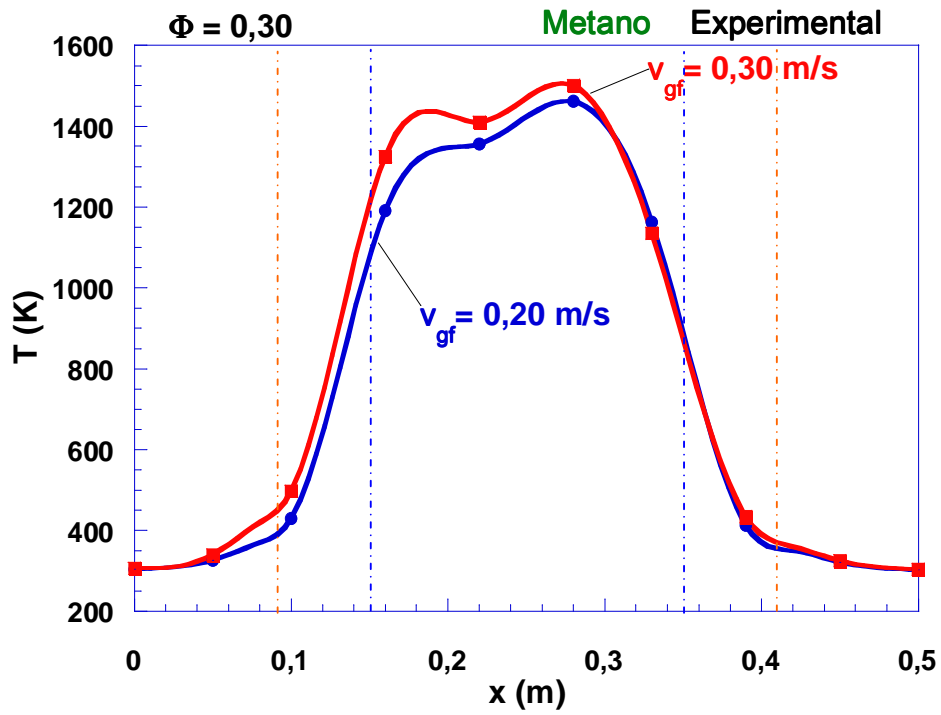


Figura 8.15 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,30$.

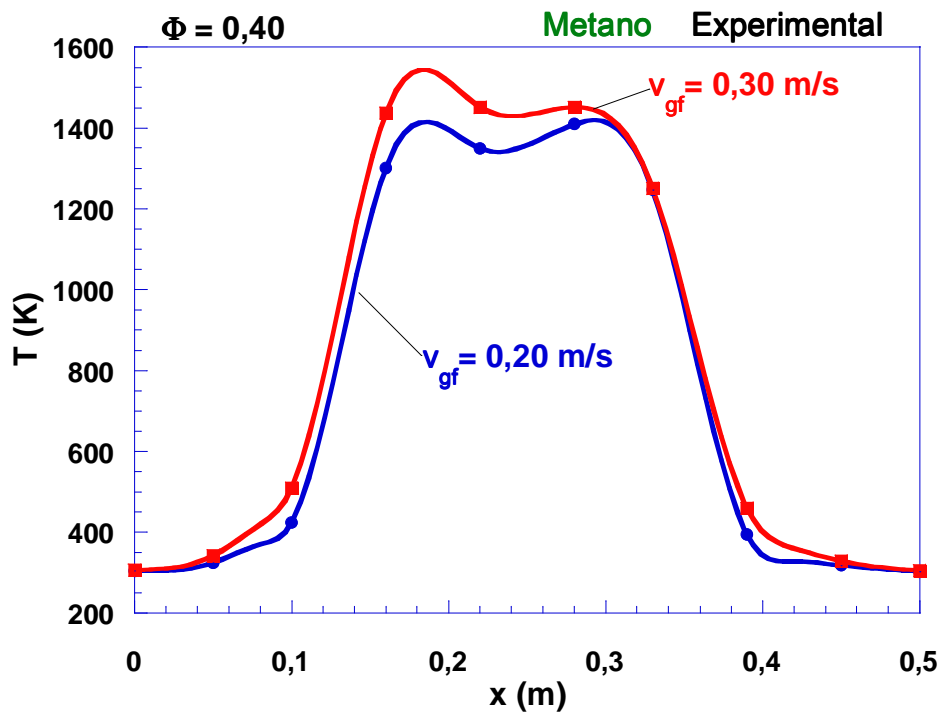


Figura 8.16 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,40$.

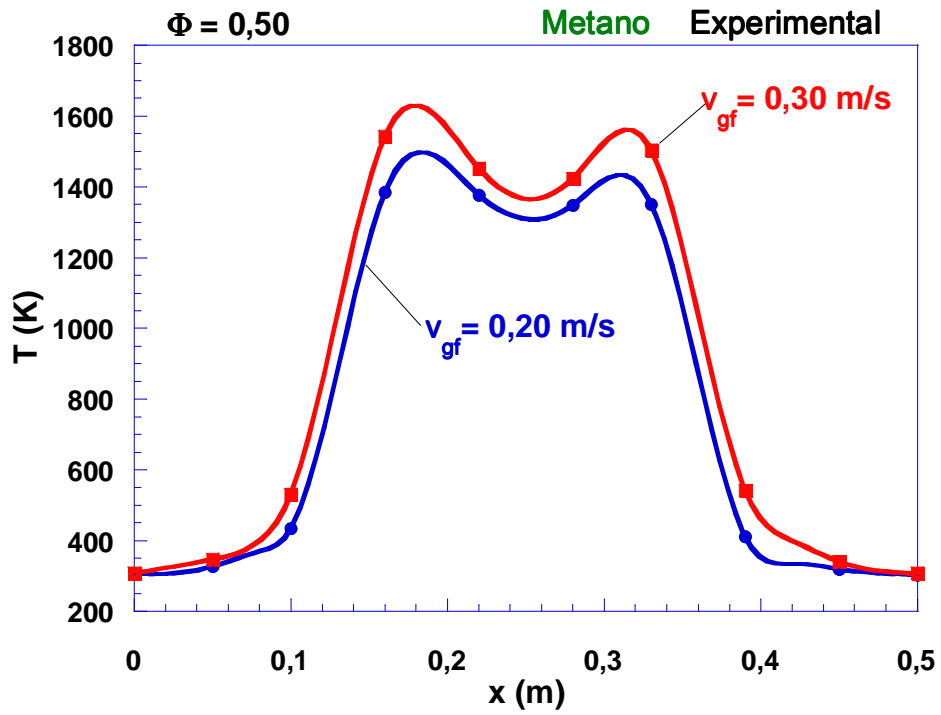


Figura 8.17 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,50$.

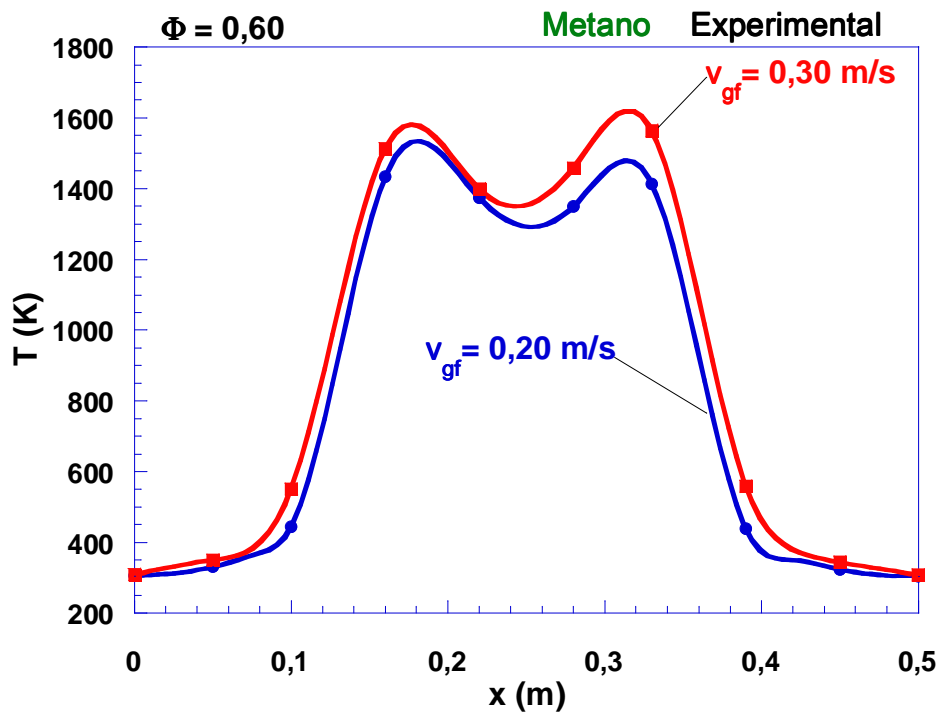


Figura 8.18 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,60$.

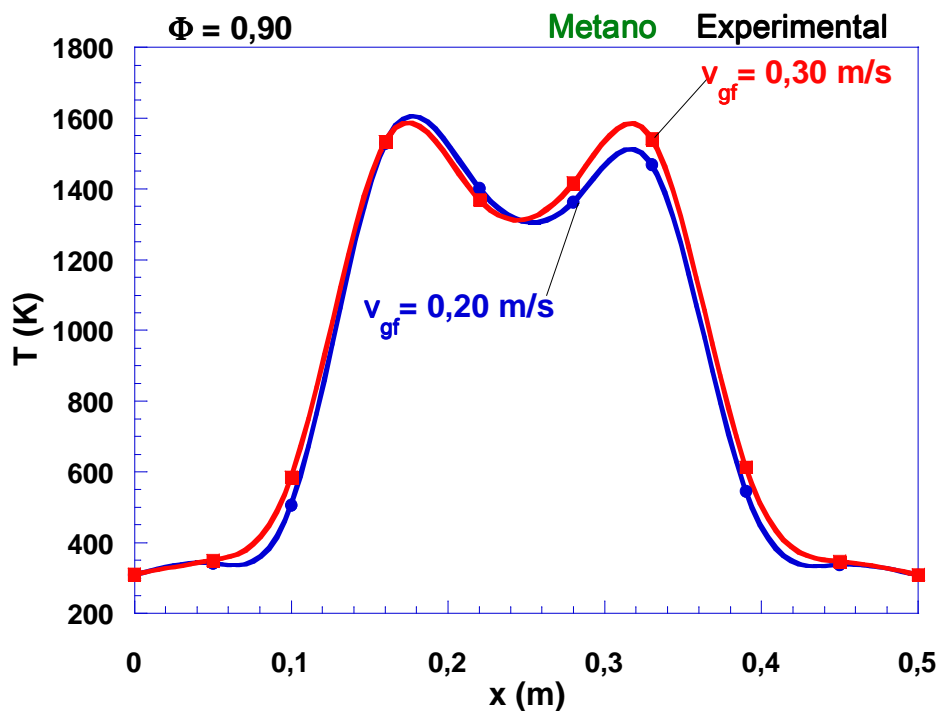


Figura 8.19 - Perfil de distribuição de temperatura variando v_{gf} com $\Phi = 0,90$.

Observando as Figuras 8.15 a 8.19 verifica-se que os valores máximos dos perfis de temperatura aumentam significativamente conforme a velocidade do escoamento dos gases aumenta, mantendo uma evidente proporção entre os perfis. Variando a velocidade da mistura ar-combustível entrando no reator de 0,2 m/s para 0,3 m/s, independentemente dos valores de Φ , a temperatura máxima (pico) de combustão varia da faixa de 1450K para 1650K.

Entretanto, quando a velocidade de escoamento dos gases é aumentada, a temperatura nas regiões próximas aos flanges fica levemente aumentada porque os processos de convecção e condução são alterados. Embora a velocidade do escoamento dos gases afete levemente a uniformidade da distribuição de temperatura dentro do meio poroso, seus efeitos são significativos no processo de vaporização da água dentro dos trocadores de calor.

Um pequeno aumento do platô de temperatura significa um forte aumento na estocagem de energia e, conseqüentemente, elevada transferência de calor para os trocadores. Apesar do bom processo de transferência, aumentando a velocidade do escoamento dos gases verificam-se maiores valores de temperatura de exaustão, que

justifica os pontos de temperatura levemente superiores nas extremidades do combustor, verificados nos perfis de temperatura (BARCELLOS et al., 2006).

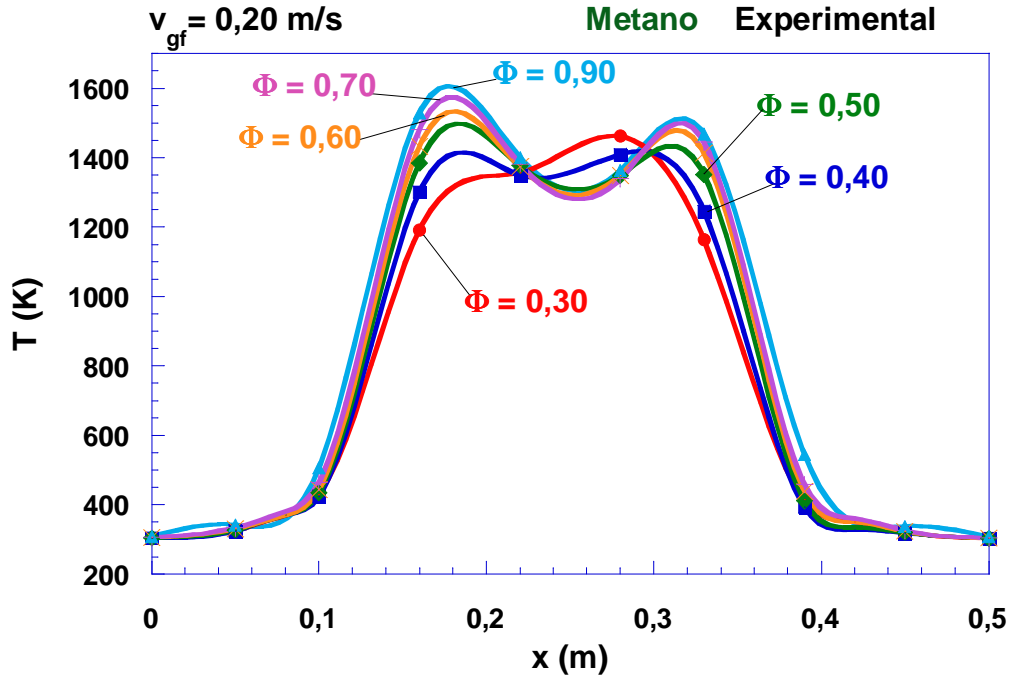


Figura 8.20 - Distribuição de temperatura variando Φ , $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$.

O efeito da razão de equivalência no perfil de temperatura foi apresentado na Figura 8.20. Os resultados experimentais demonstram a influência desse parâmetro nos perfis de temperaturas, que foram obtidos com a caldeira operando a uma velocidade de escoamento dos gases de $0,20 \text{ m/s}$.

Os experimentos foram realizados variando razões de equivalência desde misturas ar-combustível ultra-pobres ($0,30 \leq \Phi$) até misturas próximo da estequiometria ($\Phi = 0,90$), ressaltando que o interesse da pesquisa foi exatamente a região ultra-pobre, onde as caldeiras convencionais não conseguem operar. Embora, os valores de razão de equivalência inferiores (exemplo: $\Phi = 0,10$) tenham sido experimentados na CQPR, a deficiência de alguns componentes da caldeira, a exemplo da válvula reguladora de pressão de vapor, dificultaram o teste sob risco de danificar todo o conjunto. Entretanto, operando com excesso de água nos trocadores de calor (nesse caso a caldeira funcionando apenas como um aquecedor), constatou-se excelente estabilidade de combustão. Como o objetivo

do projeto de pesquisa tem sido o funcionamento do protótipo como uma caldeira de vapor saturado, esses resultados quanto à operação com excesso de água não foram apresentados.

Com base ainda na Figura 8.20, observa-se que o platô de temperatura estende-se em direção às extremidades do queimador (com o pico de temperaturas aumentando levemente), conforme ocorre o crescimento da razão de equivalência. Também, é demonstrado nesse gráfico que o perfil de temperatura, que começa triangular com baixa razão de equivalência e passa a ficar trapezoidal com seu aumento, mantém-se uniforme e guarda certa simetria em relação à seção transversal no centro do reator, mostrando inclusive que os gradientes térmicos laterais são grandes. Ressalta-se ainda o fato de que o perfil de temperatura, conforme vai se estendendo como uma função de “ Φ ”, apresenta uma depressão no platô na parte central do reator. Isso pode ser justificado com o coeficiente das perdas de calor para as vizinhanças, que fica aumentado conforme a razão de equivalência cresce. Nessa condição, a onda de combustão fica afastada dessa região (caminhando em direção aos trocadores) e, por essa razão, o nível de temperatura no centro do reator não consegue se manter.

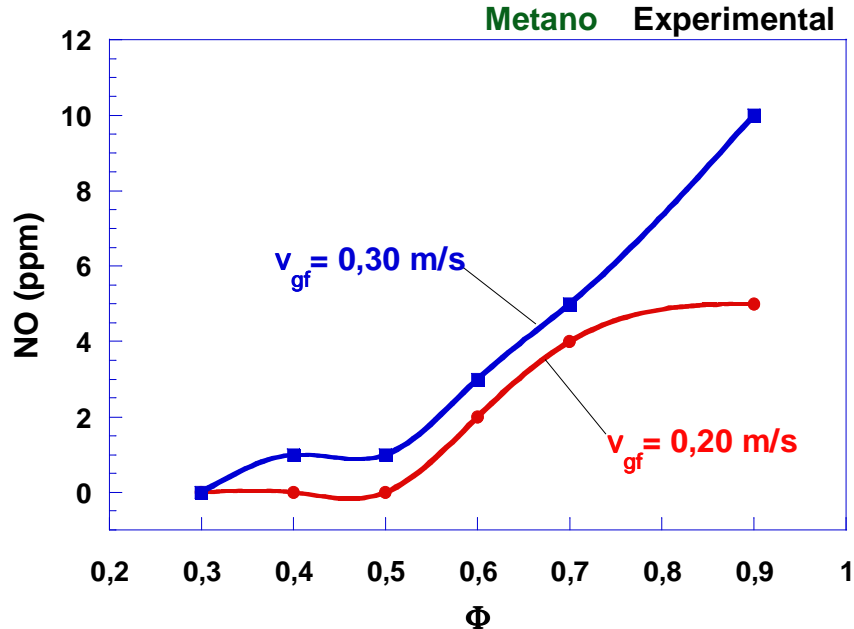


Figura 8.21 - Emissões de NO para ambas v_{gf} – experimental metano.

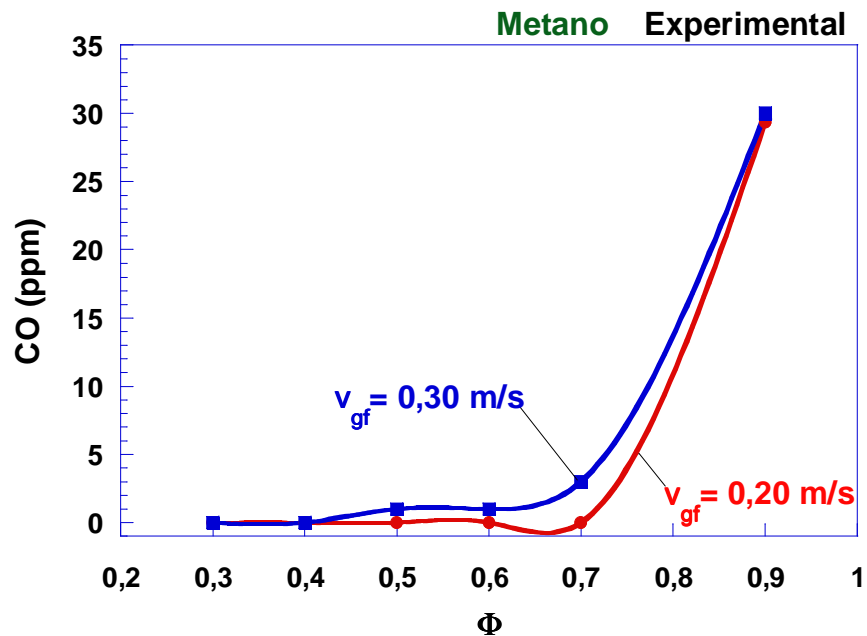


Figura 8.22 - Emissões de CO para ambas v_{gf} – experimental metano.

Na avaliação das emissões do protótipo, os óxidos de nitrogênio (NO_x) e o monóxido de carbono (CO) foram escolhidos para serem estudados, em relação aos outros gases de combustão, porque os demais gases restantes são praticamente desprezíveis quando em razões de equivalência ultra-baixas. Os resultados de emissões de NO_x e CO foram selecionados de uma grande faixa de experimentação, que leva em conta faixas extensas de razão de equivalência para duas velocidades de escoamento dos gases. Cada ponto que constrói os gráficos das Figuras 8.21 e 8.22 representa a média de todos os valores tirados de repetidos experimentos, após a caldeira entrar em regime para cada condição de operação.

A Figura 8.21 apresenta os efeitos da razão de equivalência sobre a produção de NO_x para diferentes velocidades de escoamento dos gases. As emissões de NO_x crescem com aumentos da razão de equivalência. Se Φ é menor que 0,6, então, a emissão de NO_x é menor que 2 ppm, para praticamente todas velocidades de escoamento dos gases.

Semelhantemente, a Figura 8.22 mostra os efeitos da razão de equivalência na produção de CO para diferentes velocidades de escoamento dos gases. É verificado que as emissões de CO são menores que 1 ppm para mistura ultra-pobres, em baixas velocidades de escoamento dos gases. Baseado nessa figura é possível concluir que aumentos da velocidade de escoamento dos gases resultam em maior produção de CO.

Observa-se ainda no gráfico que, em condições próximas da estequiometria, o perfil de emissões de CO começa a se modificar mais acentuadamente a partir de $\Phi > 0,7$. Esse fenômeno possivelmente está associado à alta concentração relativa de combustível, em que a combustão passa a ficar semelhante aos queimadores convencionais, embora os valores apresentados possam ainda ser considerados razoáveis para algumas caldeiras comerciais.

8.4 Dados de Temperatura de Exaustão do Sistema (Experimental)

As Figuras 8.23 e 8.24 mostram o perfil de temperatura de exaustão superior e inferior, respectivamente.

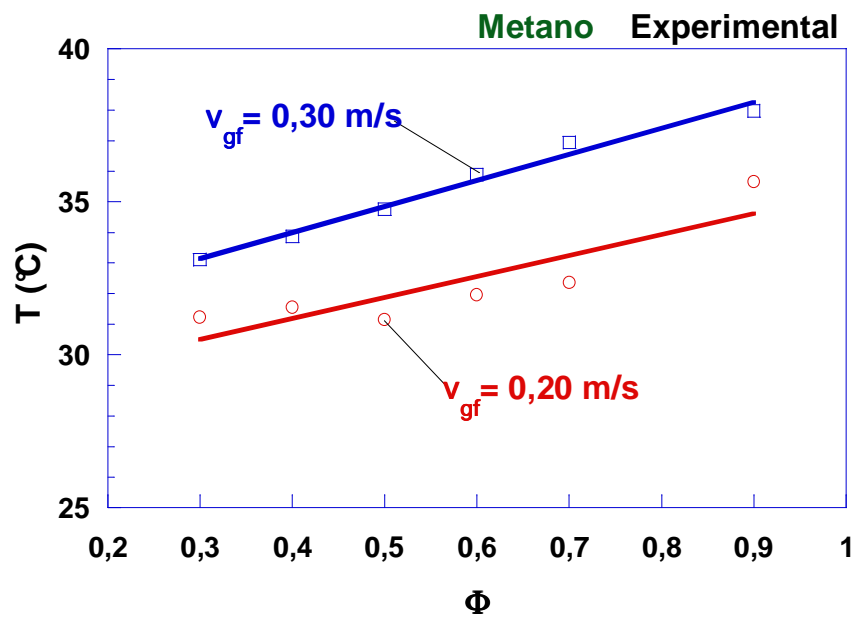


Figura 8.23 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção superior do boiler.

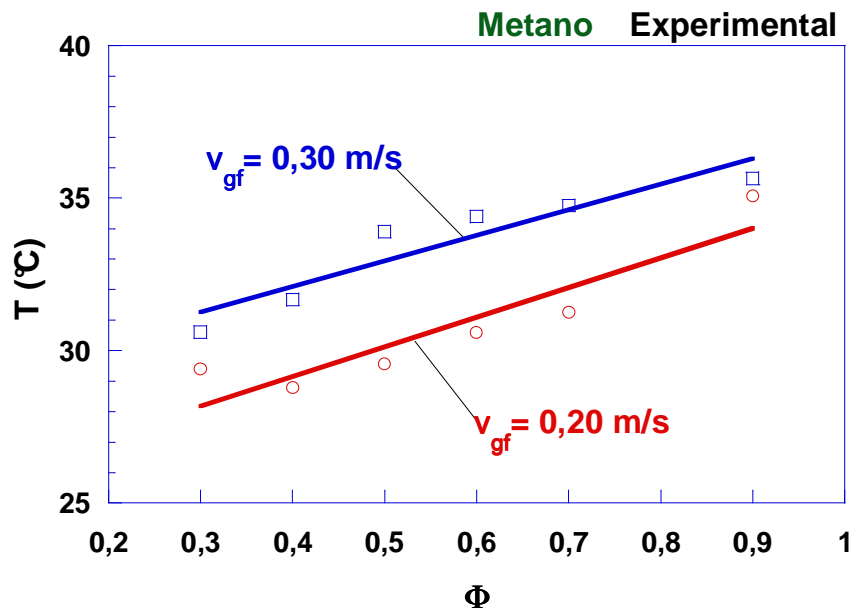


Figura 8.24 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção inferior do boiler.

As Figuras 8.23 e 8.24 mostram influências da velocidade de escoamento dos gases e da razão de equivalência sobre a temperatura de exaustão. Embora seja possível perceber que a tendência em termos de perfil de temperatura, seja praticamente a mesma, há alguns aspectos para serem analisados.

Primeiramente, todas as temperaturas de exaustão são bastante baixas em comparação àquelas de exaustão de caldeiras convencionais, em qualquer condição de operação e independentemente da razão de equivalência ou da velocidade de escoamento dos gases. Isso está provavelmente relacionado ao fato de o calor de combustão, que seria perdido por radiação e convecção através dos gases na exaustão, ser absorvido pelo meio poroso e transferido aos trocadores de calor e a mistura fresca que penetra no queimador, em sentido à zona de reação. Essa temperatura de exaustão reduzida sinaliza a ocorrência de uma alta eficiência de extração nos trocadores de calor.

Um segundo aspecto, a respeito dos gases de escape, está relacionado à inclinação da linha de variação de temperatura dos gráficos de exaustão. A temperatura muda conforme a razão de equivalência é aumentada e, também, verificam-se maiores valores quando se aumenta a velocidade de escoamento dos gases de 0,2 m/s para 0,3 m/s, porém percebe-se um paralelismo entre as linhas de temperatura.

Terceiro, deve-se notar que, na seção inferior da caldeira, os valores de temperaturas de exaustão, para os valores extremos de razões de equivalência verificam-se a tendência de

temperaturas de exaustão mais altas em relação à condição vizinha de operação ($\Phi = 0,3$ e $\Phi = 0,9$). Isso pode ser explicado pela ocorrência de dois fatores, respectivamente: i) Quando em baixas razões de equivalência a quantidade de calor liberado é pequena e, por essa razão, não se pode colocar muita água nos trocadores, conseqüentemente, o nível de extração de energia tende a ser reduzido; ii) Em razões de equivalência maiores, ocorre uma grande condensação da água dos produtos de combustão próximo aos trocadores de calor da parte inferior da caldeira e, como parte da água condensada desce por gravidade e acumula-se no tubo de exaustão, carregando para fora do reator uma porção do calor absorvido pelo meio poroso, o sensor de temperatura acusa valores maiores por conta disso. Em velocidades de escoamento dos gases mais elevadas, o processo de condensação é menor e o perfil de temperatura mostra um comportamento mais próximo do esperado.

Capítulo 9 - Estudo Numérico e Experimental da Combustão do Biogás

9.1 Simulações One-Step

As Figuras 9.1 a 9.11 mostram boa concordância dos resultados numéricos do modelo *one-step* e experimentais com biogás com $v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s. Os perfis estão plotados variando Φ de 0,30 a 0,90 para $v_{gf} = 0,20$ m/s e variando Φ de 0,30 a 0,70 para $v_{gf} = 0,30$ m/s. A título de ilustração, na Figura 9.1 estão identificadas as extremidades dos trocadores de cobre (linha laranja) e dos trocadores de inox (linha azul).

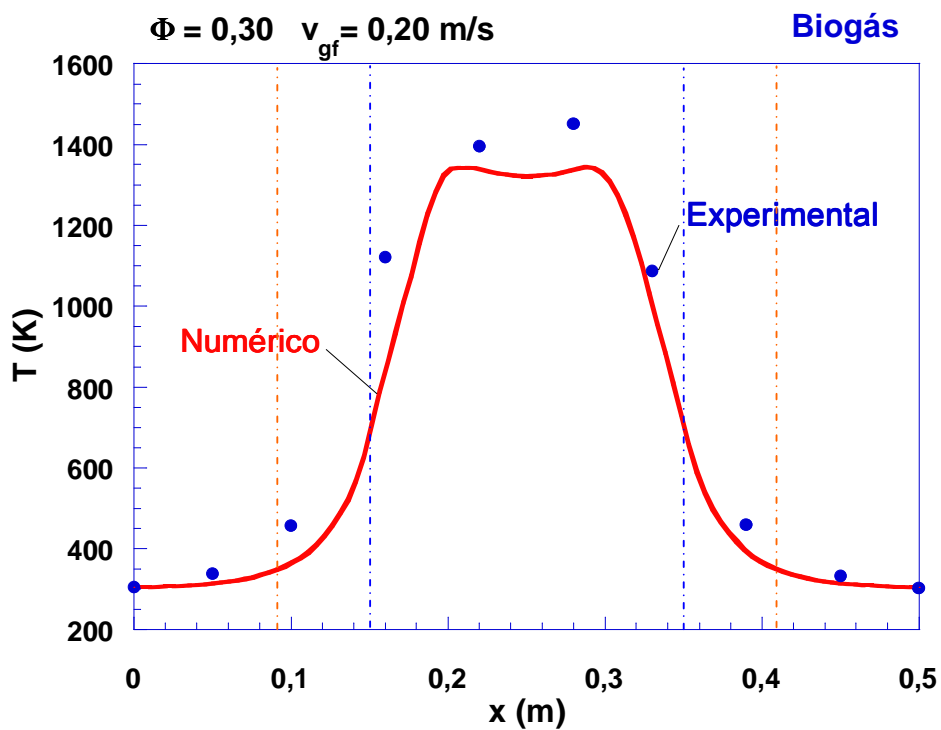


Figura 9.1 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).

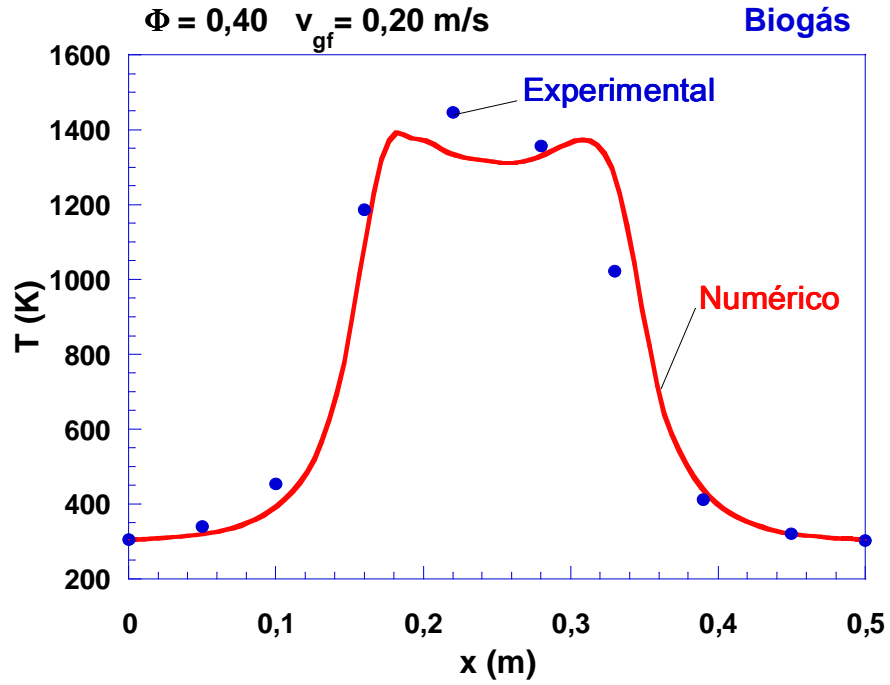


Figura 9.2 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).

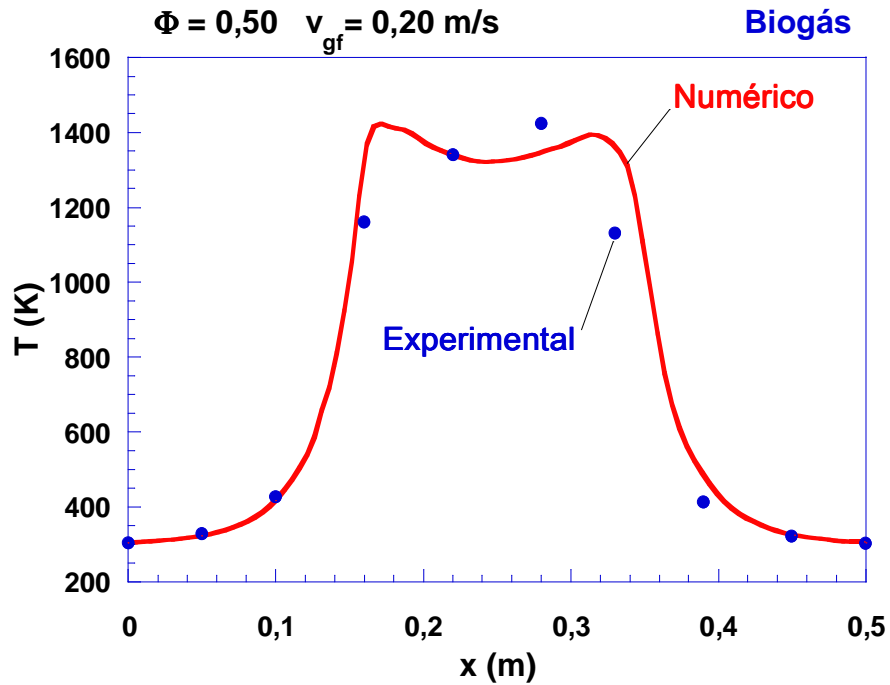


Figura 9.3 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).

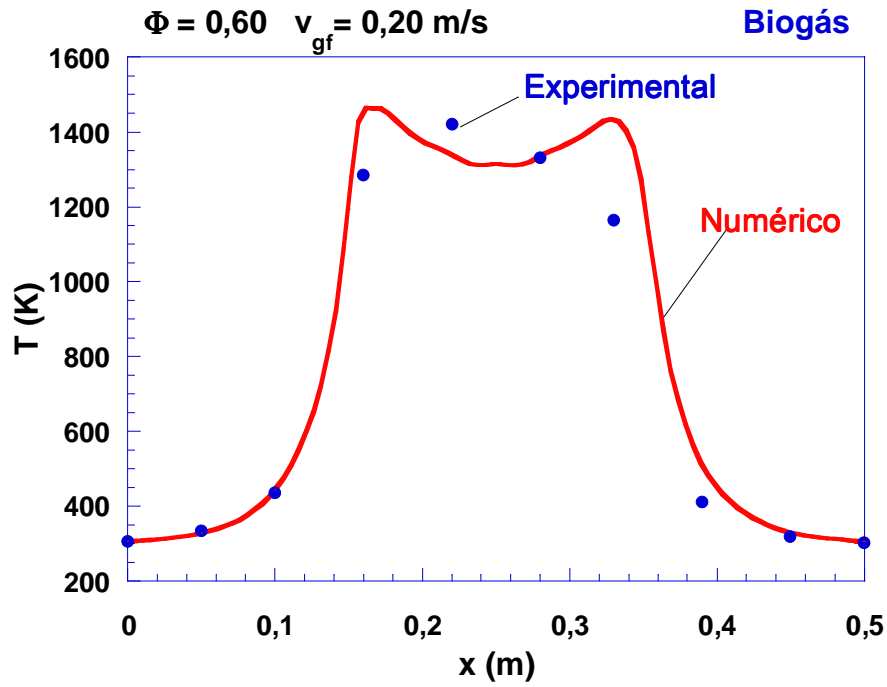


Figura 9.4 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).

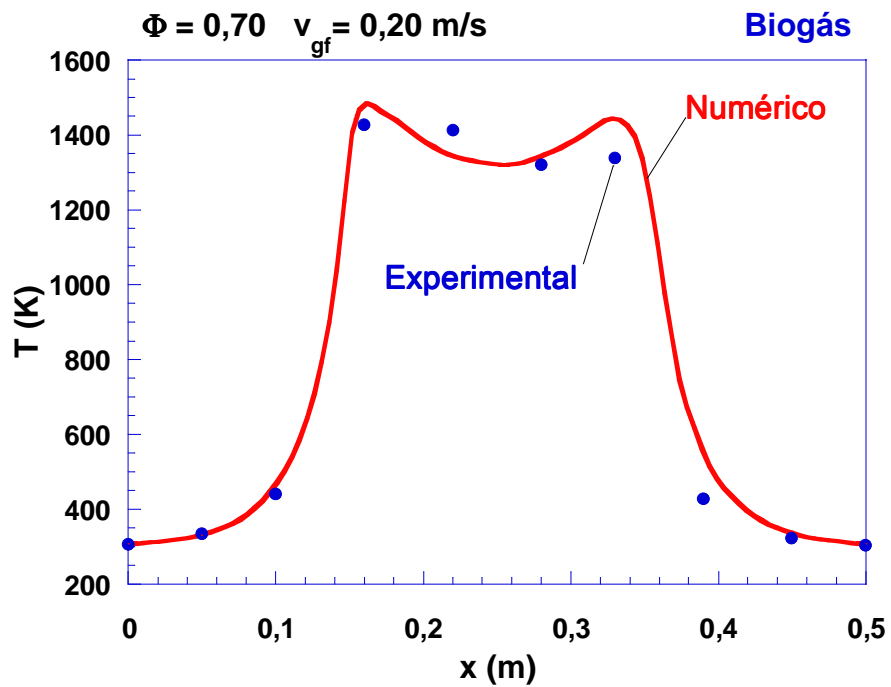


Figura 9.5 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s (Biogás).

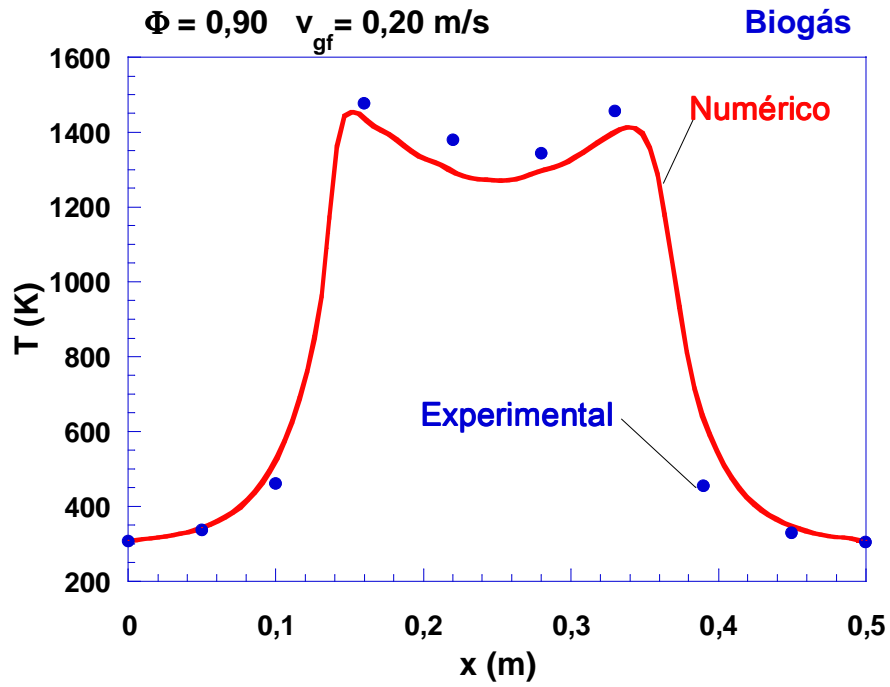


Figura 9.6 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ (Biogás).

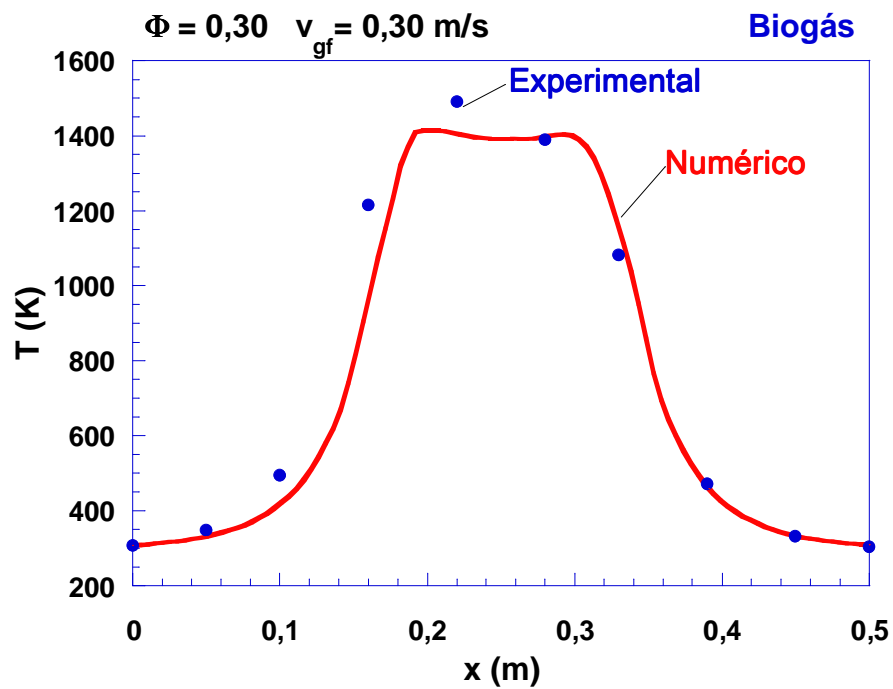


Figura 9.7 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ (Biogás).

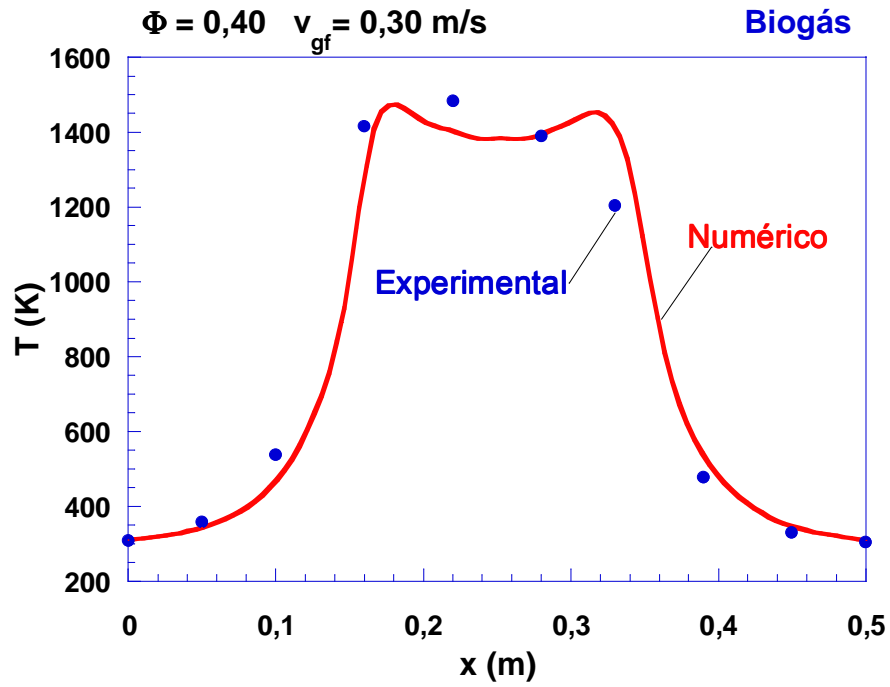


Figura 9.8 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).

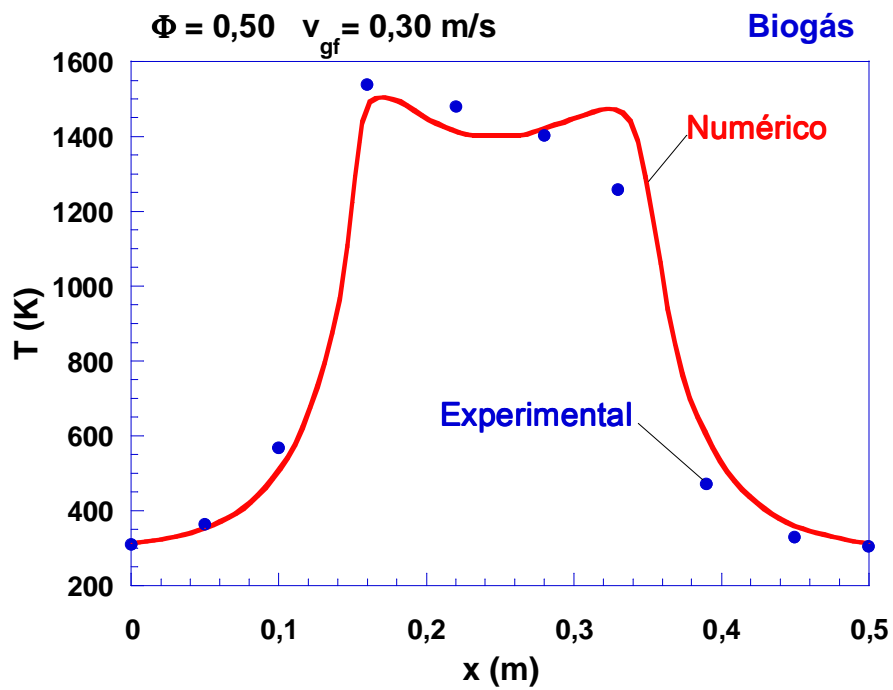


Figura 9.9 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s (Biogás).

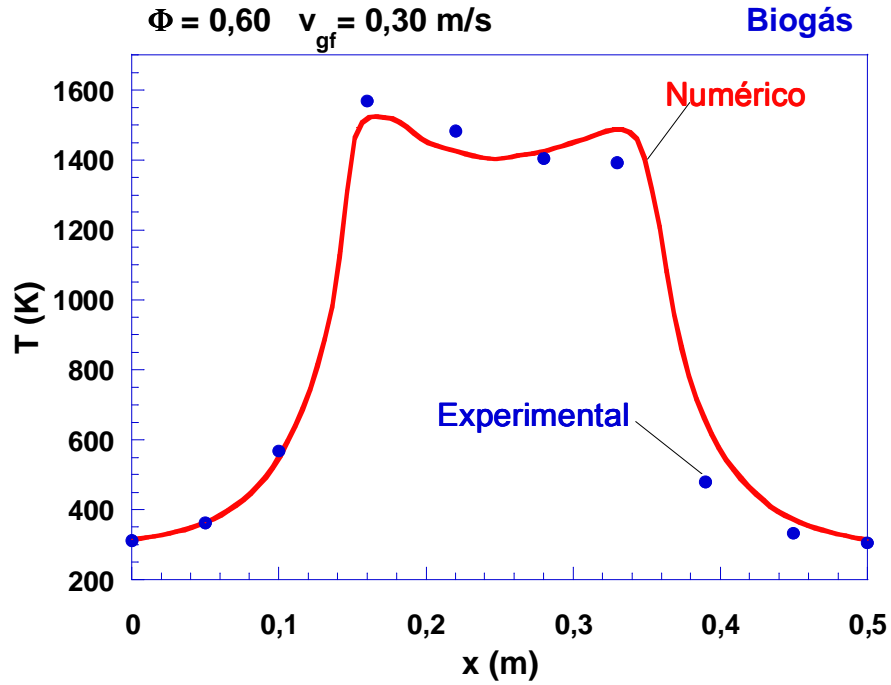


Figura 9.10 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ (Biogás).

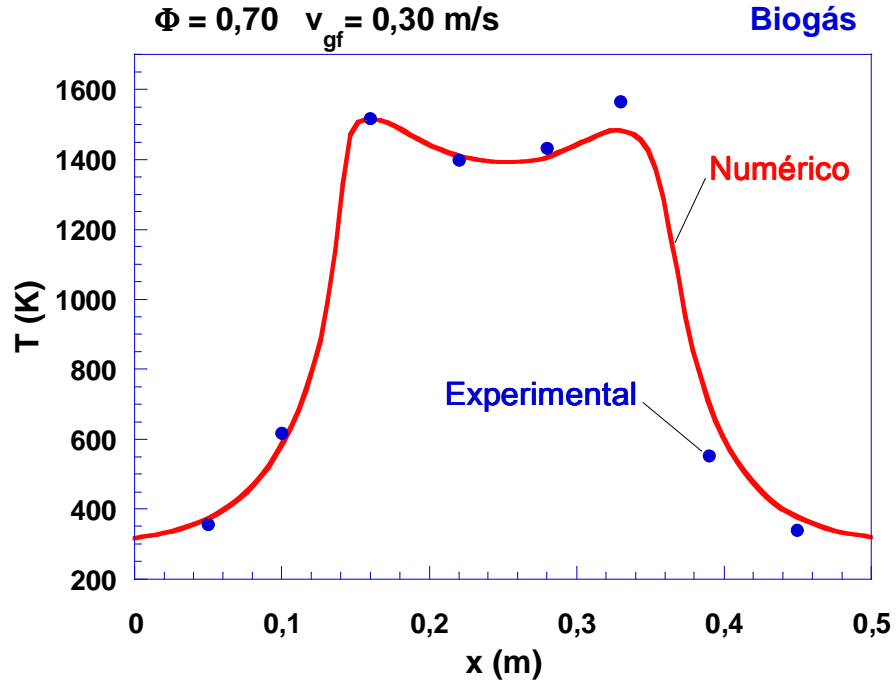


Figura 9.11 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$ (Biogás).

9.2 Simulações Multi-Step

As Figuras 9.12 e 9.13 mostram os resultados numéricos de emissões de NO do biogás, com velocidades de escoamento iguais a 0,20 e 0,30 m/s, respectivamente. As Figuras 9.14 e 9.15 mostram os resultados numéricos e experimentais de emissões de CO do mesmo combustível, também com $v_{gf} = 0,20$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s, respectivamente.

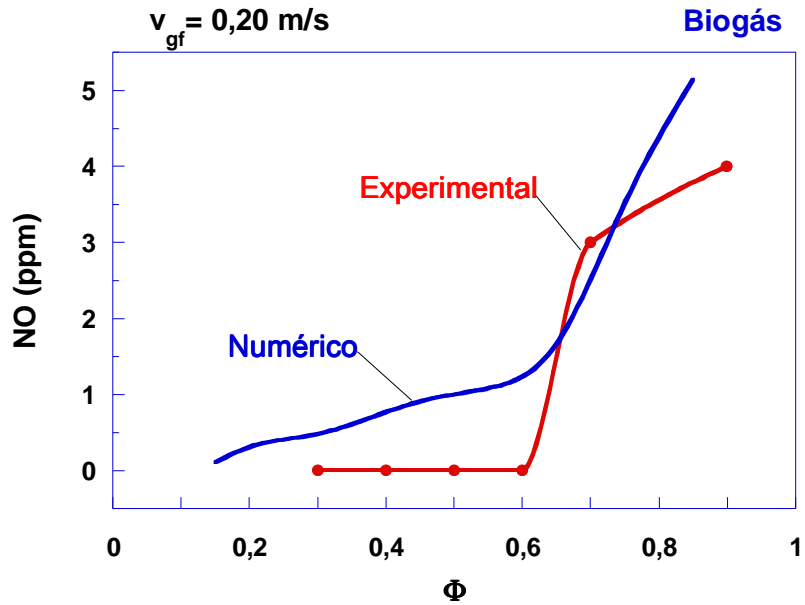


Figura 9.12 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ m/s.

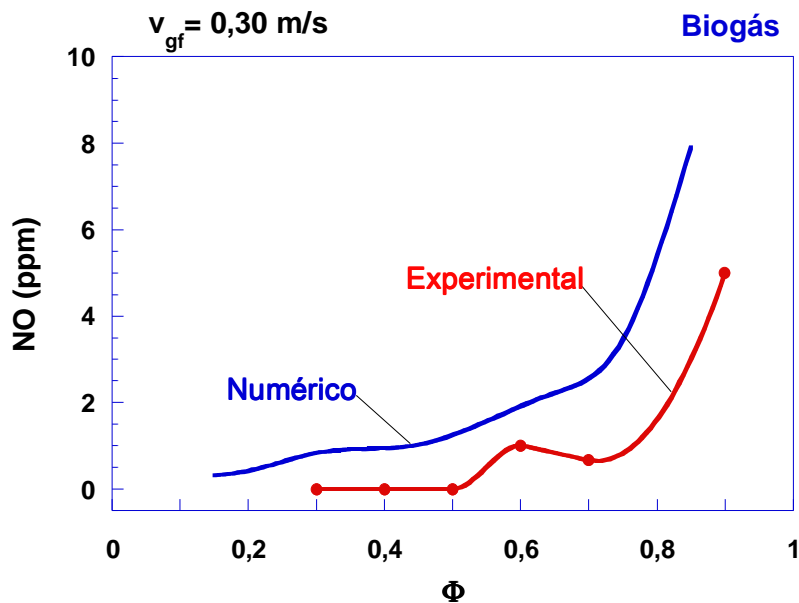


Figura 9.13 - Emissões de NO para $v_{gf} = 0,30$ m/s.

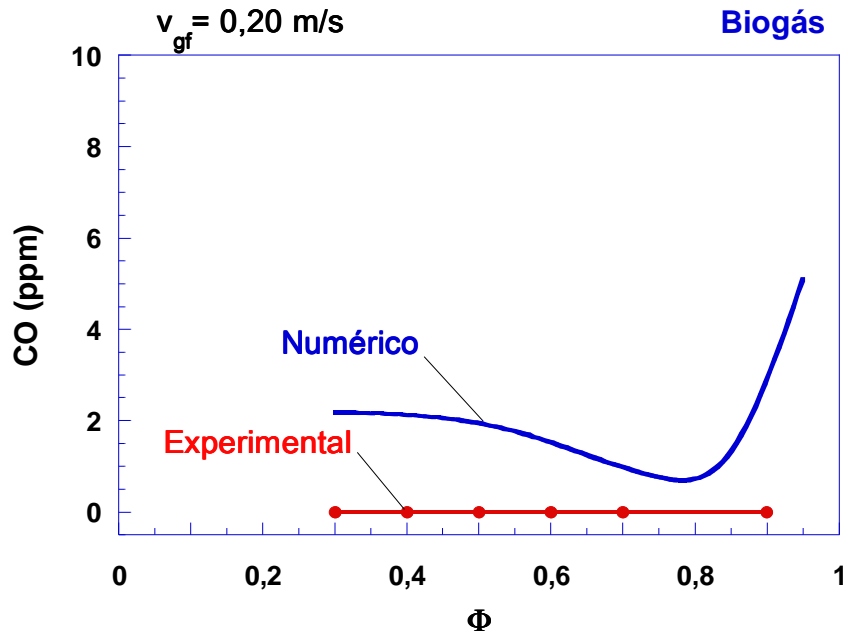


Figura 9.14 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$.

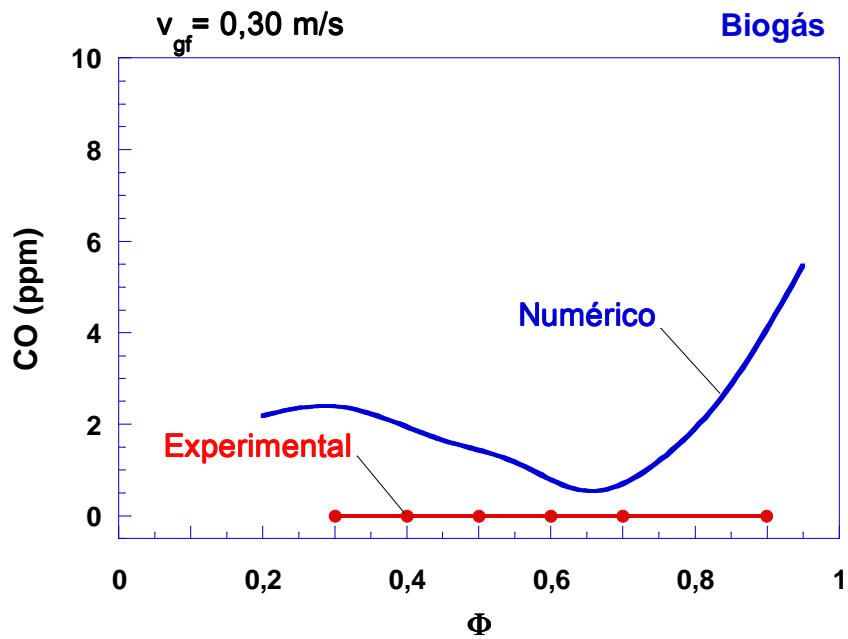


Figura 9.15 - Emissões de CO para $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$.

Os resultados numéricos de emissões de NO_x estão próximos dos obtidos experimentalmente, como estão mostrados nas Figura 9.12 e Figura 9.13, com mesma tendência, no caso das duas velocidades de escoamento dos gases analisadas. Os resultados numéricos de emissões de CO mostrados nas Figura 9.14 e Figura 9.15 apontam uma tendência de diminuição de CO a medida Φ

aumenta, até aproximadamente $\Phi = 0,70$. Para valores de $\Phi \geq 0,70$, a produção de CO aumenta. Os resultados experimentais apresentam comportamento constante de produção de CO, com valores inferiores a 1 ppm. Isso pode ser explicado a partir da dificuldade de medição com o analisador de gases que apresenta fundo de escala de 1 ppm.

9.3 Comparativo de Perfis de Temperatura da Caldeira (Experimental)

Para que seja feita a análise da combustão do biogás do LCCV na caldeira, foi considerada como base de referência a combustão do metano, considerando a bibliografia a respeito. As análises consistem em confrontar os resultados experimentais com o gás de referência, para verificar a influência dos parâmetros de operação, a velocidade da mistura ar-combustível (v_{gf}) e a razão de equivalência (Φ).

As Figuras 9.16 a 9.27 mostram os dados experimentais obtidos com a combustão do biogás versus os resultados obtidos com o metano com $v_{gf} = 0,20$ m/s e $v_{gf} = 0,30$ m/s. Os perfis estão plotados variando Φ de 0,30 a 0,90. As Figuras 9.28 a 9.30 mostram os perfis de temperatura com o biogás com alguns valores de Φ variando v_{gf} . A Figura 9.31 mostra todos os perfis de distribuição de temperatura com $v_{gf} = 0,20$ m/s. A título de ilustração, nas Figura 9.16 e 9.28 estão identificadas as extremidades dos trocadores de cobre (linha laranja) e dos trocadores de inox (linha azul).

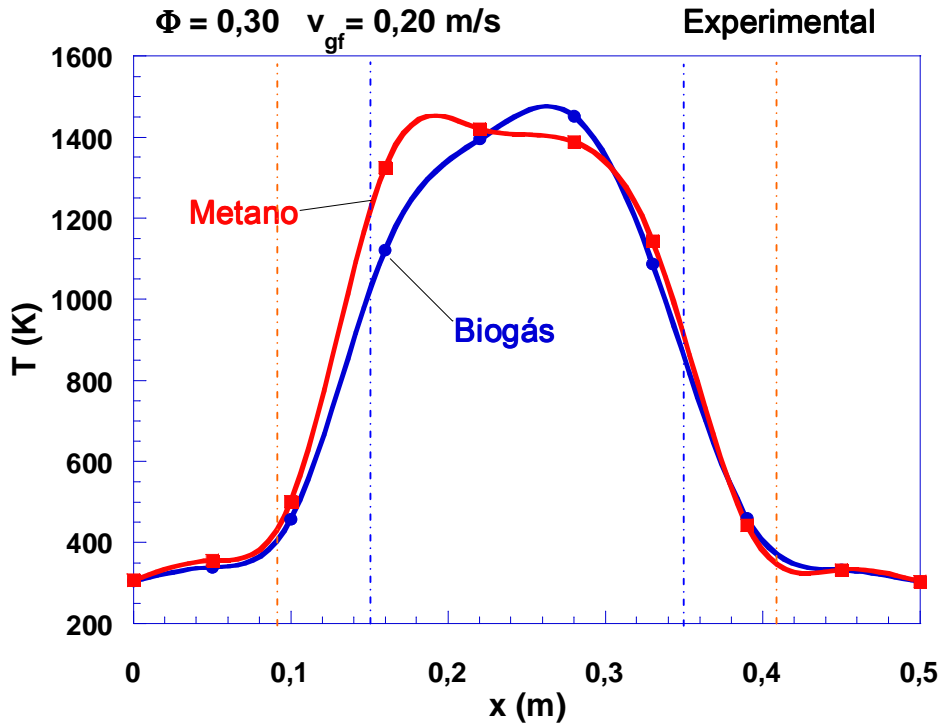


Figura 9.16 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

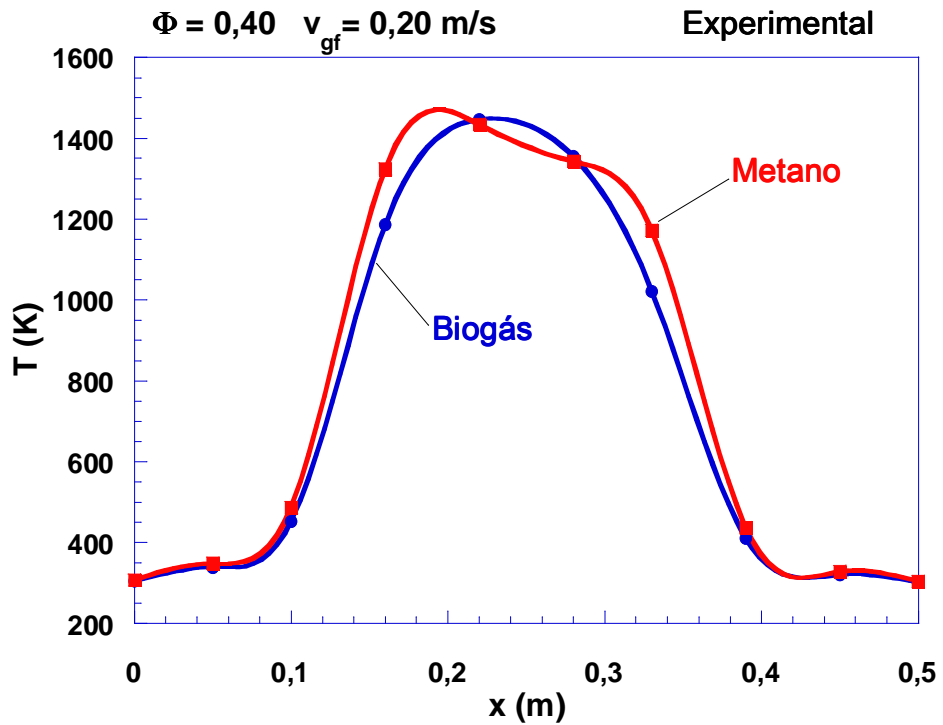


Figura 9.17 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

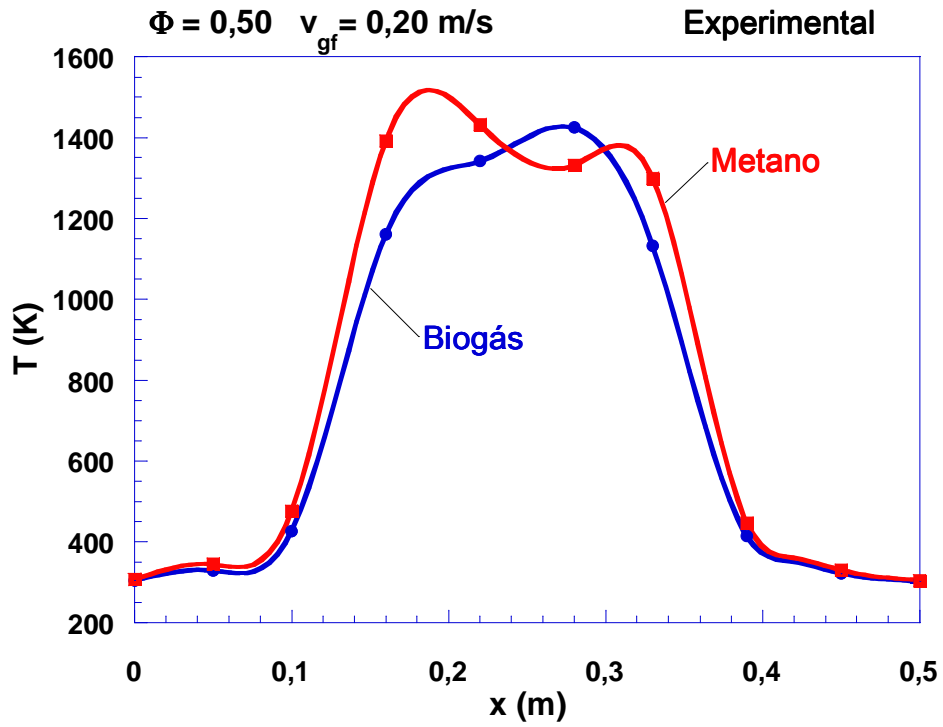


Figura 9.18 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

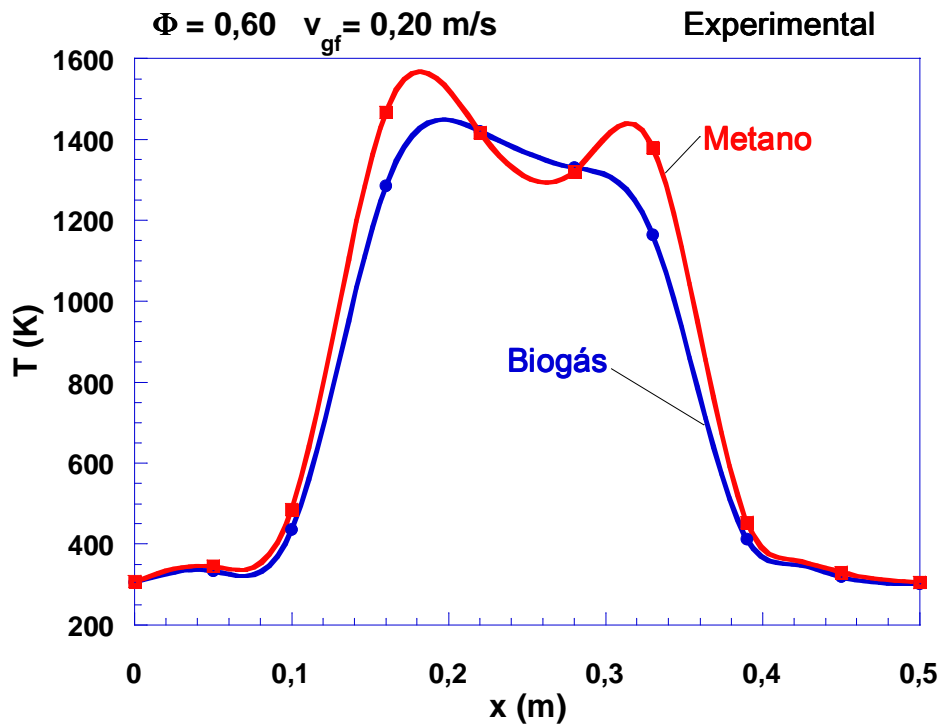


Figura 9.19 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,20$ m/s.

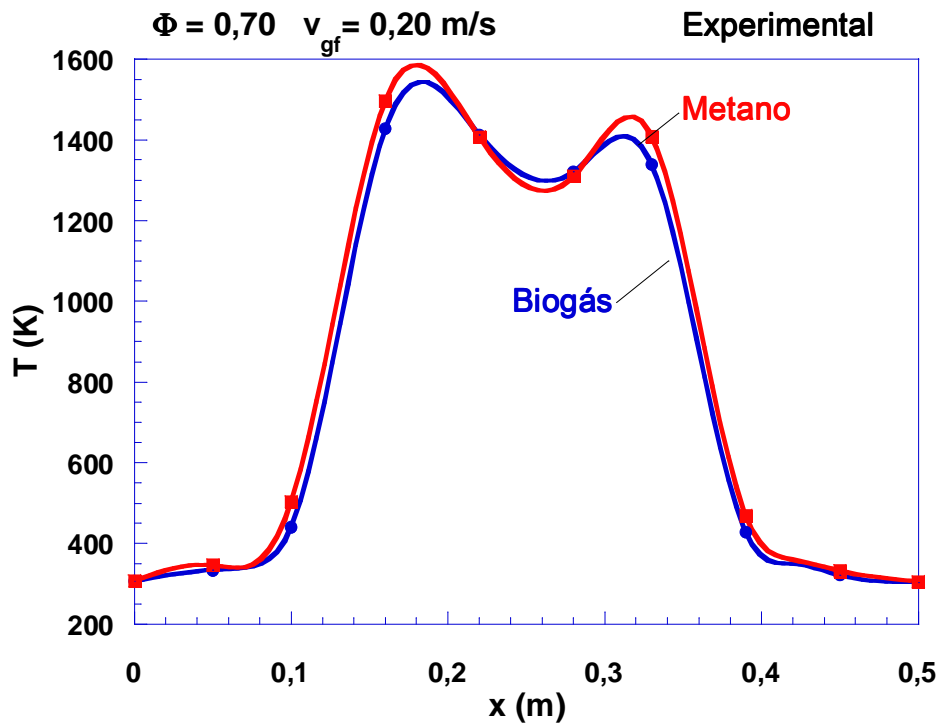


Figura 9.20 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$.

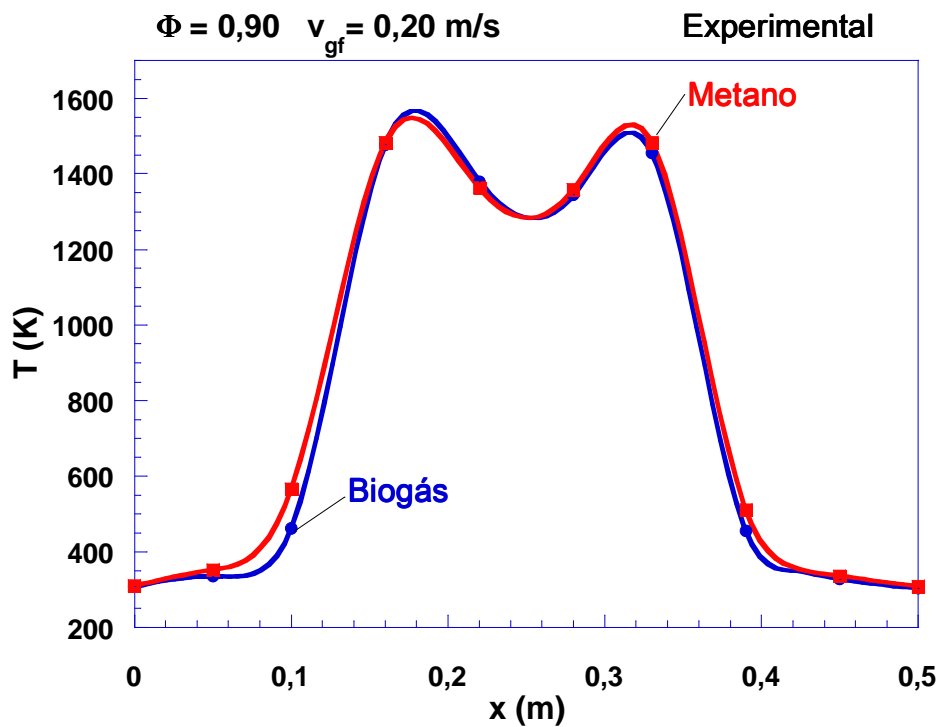


Figura 9.21 - Perfil de distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$.

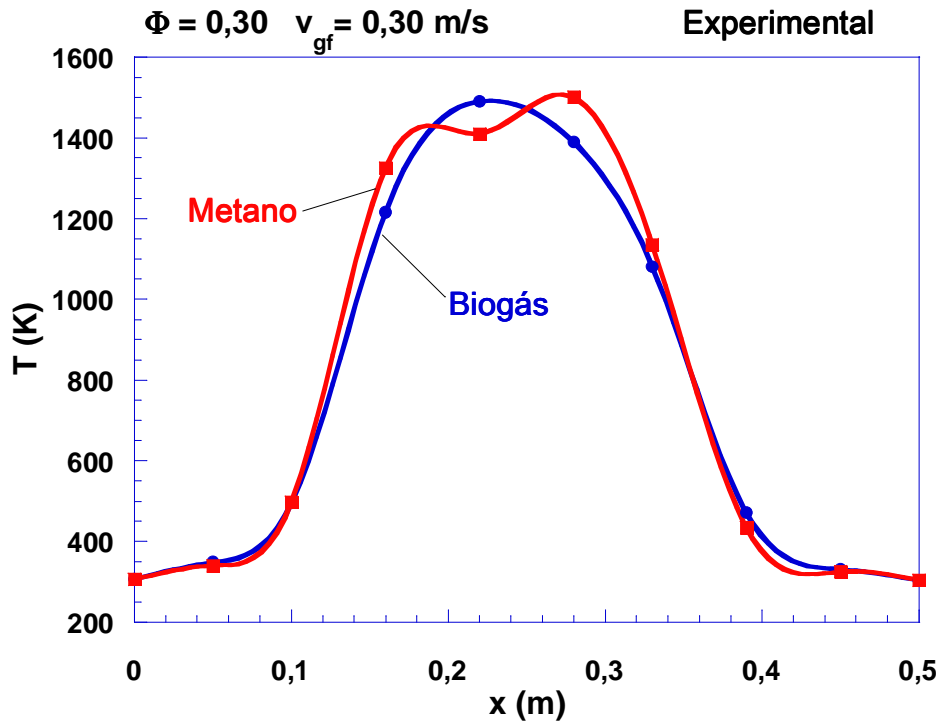


Figura 9.22 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,30$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

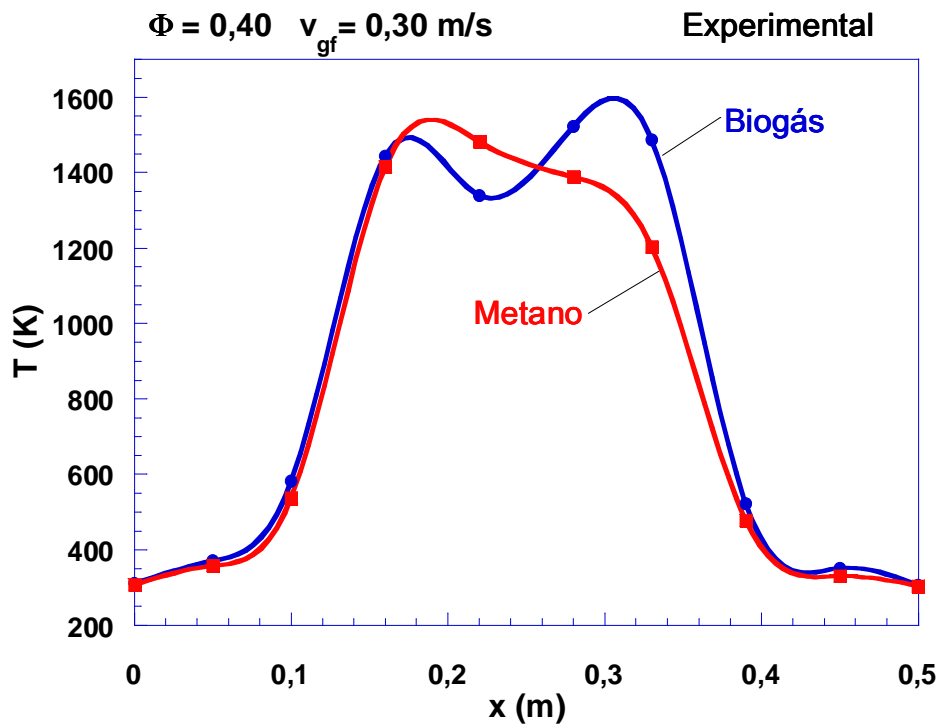


Figura 9.23 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,40$ e $v_{gf} = 0,30$ m/s.

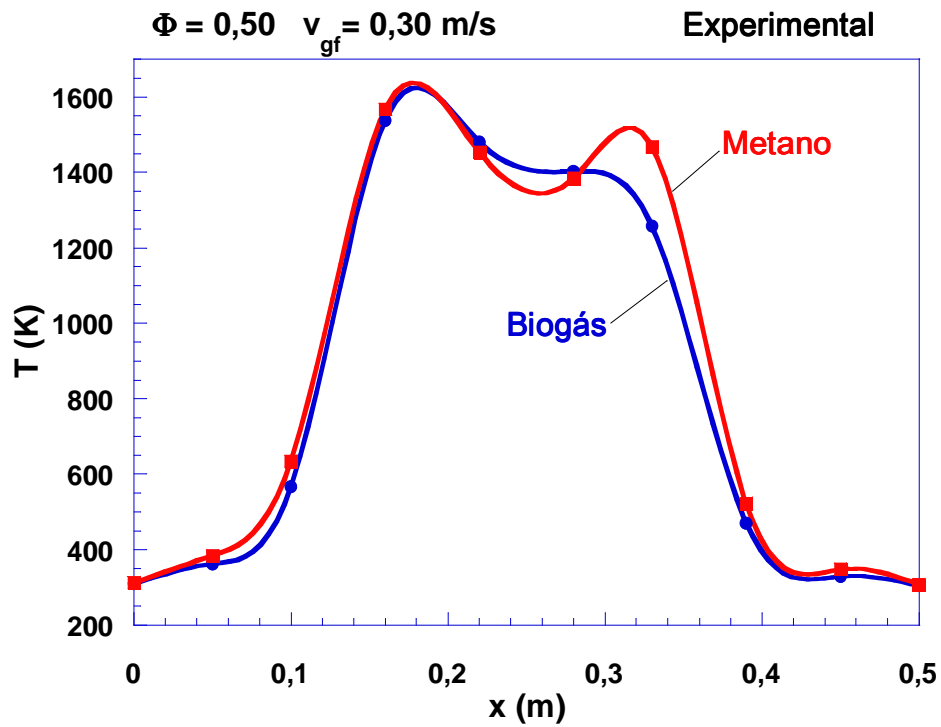


Figura 9.24 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,50$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$.

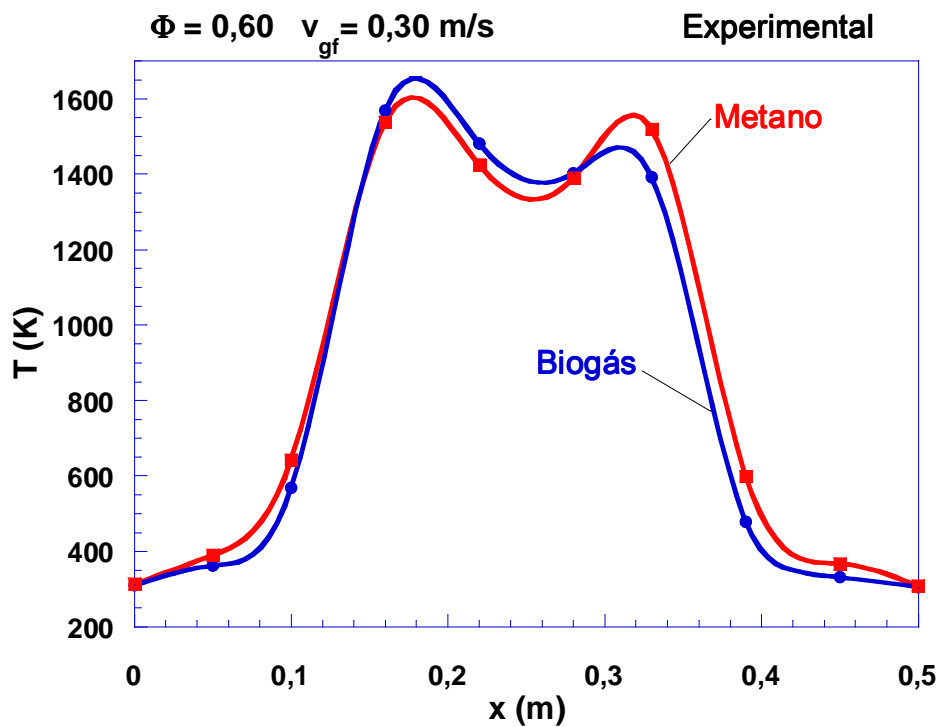


Figura 9.25 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,60$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$.

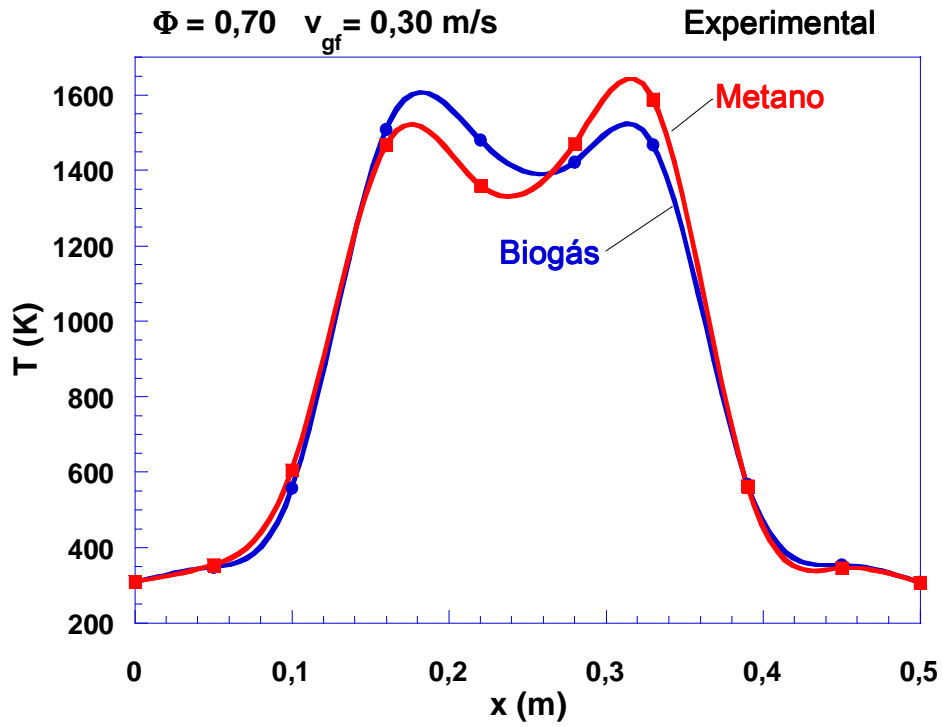


Figura 9.26 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,70$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$.

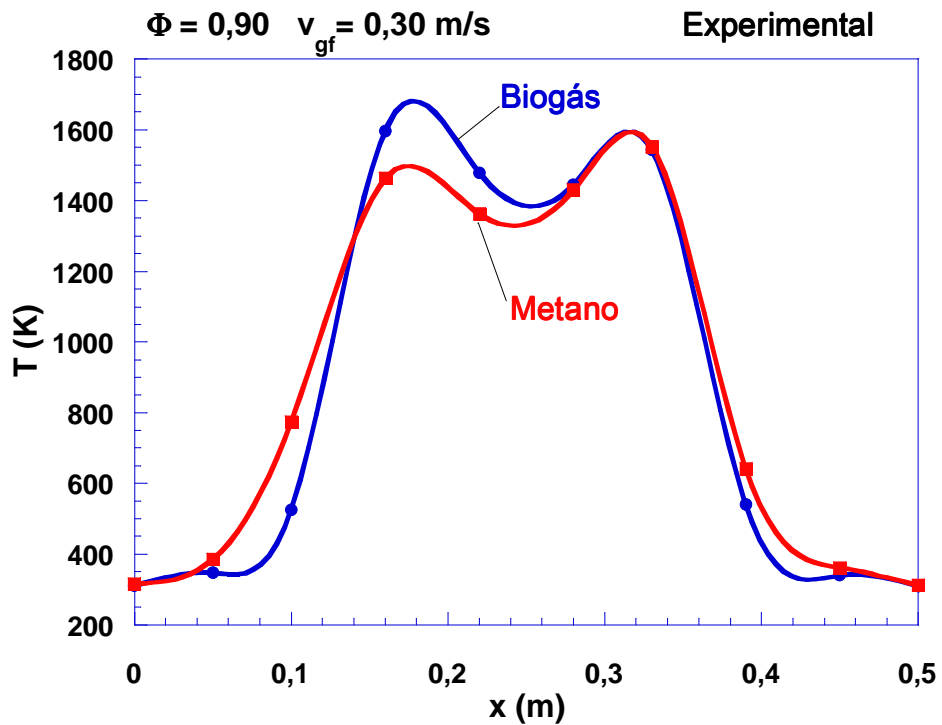


Figura 9.27 - Distribuição de temperatura com $\Phi = 0,90$ e $v_{gf} = 0,30 \text{ m/s}$.

As distribuições dos perfis de temperatura experimentais da combustão com biogás são apresentados analogamente aos obtidos do metano para $v_{gf} = 0,20$ m/s (Figuras 9.16 a 9.21) e para $v_{gf} = 0,30$ m/s (Figuras 9.22 a 9.27). Em cada gráfico é colocado para análise o comportamento da curva de uma determinada razão de equivalência. As curvas do biogás apresentam picos menores do que os do metano em misturas ultra-pobres. Em alguns casos, a exemplo das Figura 9.18 e Figura 9.19, mostram que a temperatura no *plateau* central é maior com o biogás do que o metano. Nesse caso, há tendência da frente de chama enfrentar menos o escoamento da mistura de ar-biogás do que quando com ar-metano. Assim, a frente permanece mais no centro, aumentando a temperatura naquela região. Com o aumento de Φ , estas se aproximam da curva do metano, embora os picos estejam ainda abaixo do obtido com o gás de referência. Outros casos, como por exemplo, nas Figura 9.20 e 9.21, o comportamento do perfil de temperatura do biogás ficou idêntico ao do metano. Como são casos de misturas mais ricas, provavelmente a diferença de poder calorífico entre os dois combustíveis seja menos significativa no meio poroso. Apesar disso, verifica-se que a inclinação dos perfis laterais da curva do biogás é maior que a do metano, o que pode indicar um comportamento diferente em relação ao gás de referência, devido ao seu menor poder calorífico, visto com mais nitidez nas Figuras 9.21 e 9.27.

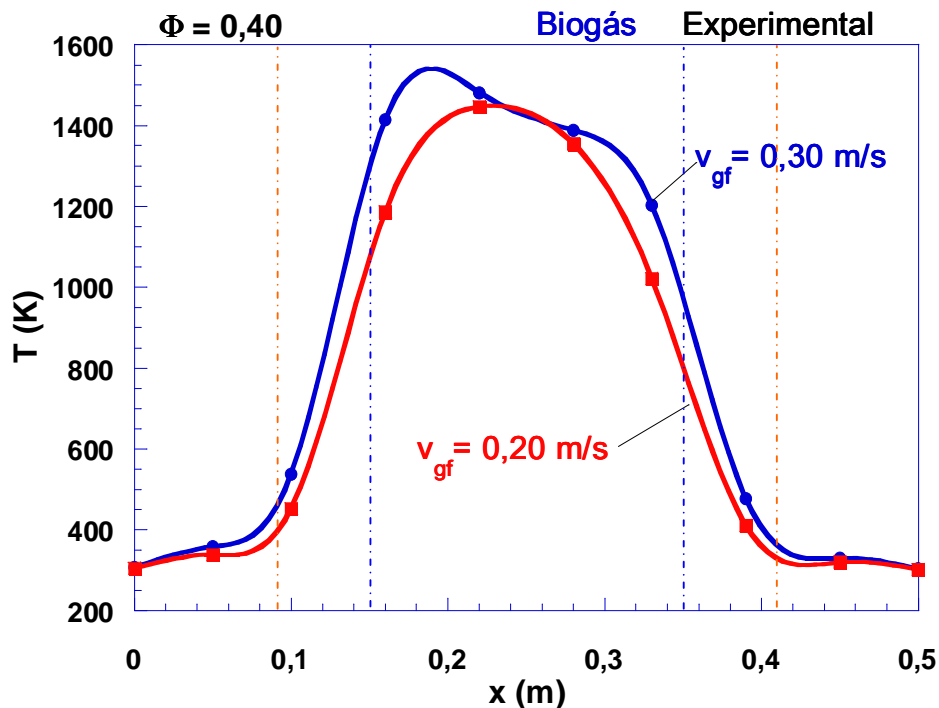


Figura 9.28 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,40$.

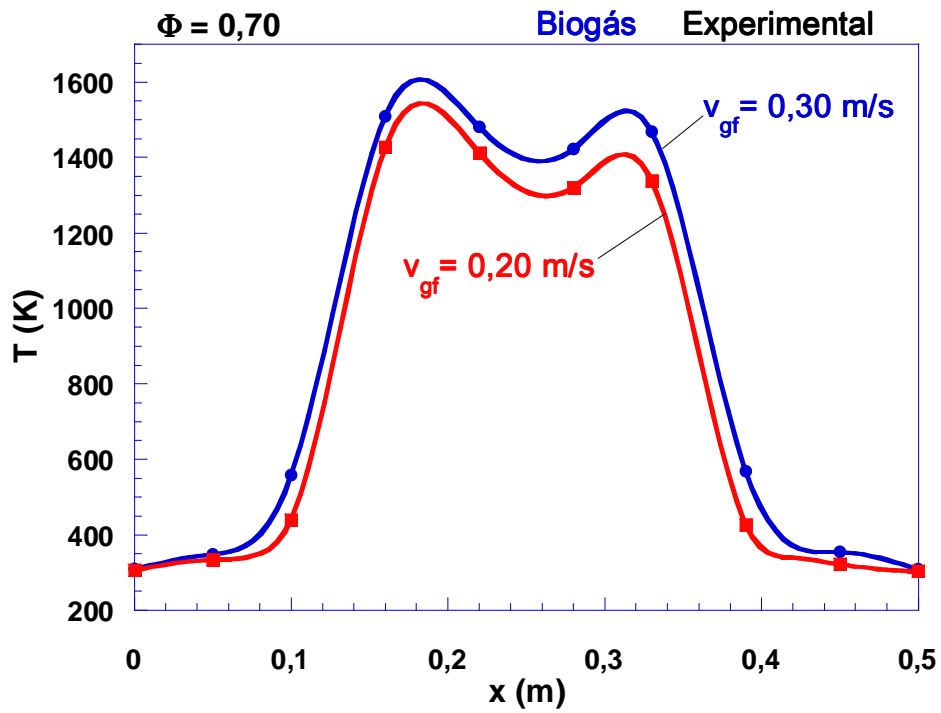


Figura 9.29 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,70$.

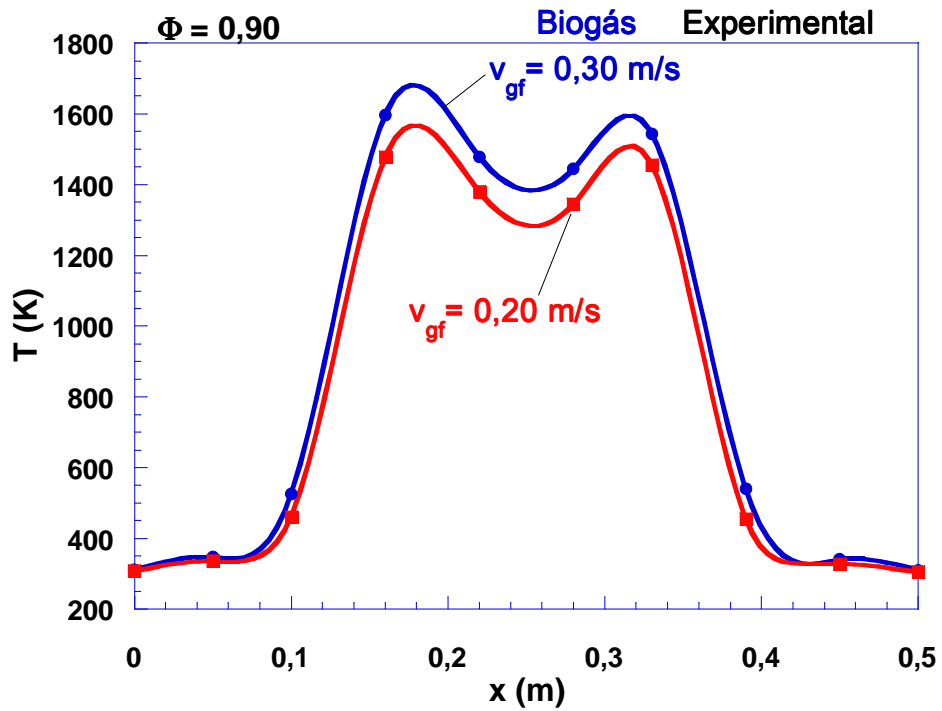


Figura 9.30 - Distribuição de temperatura do biogás variando v_{gf} com $\Phi = 0,90$.

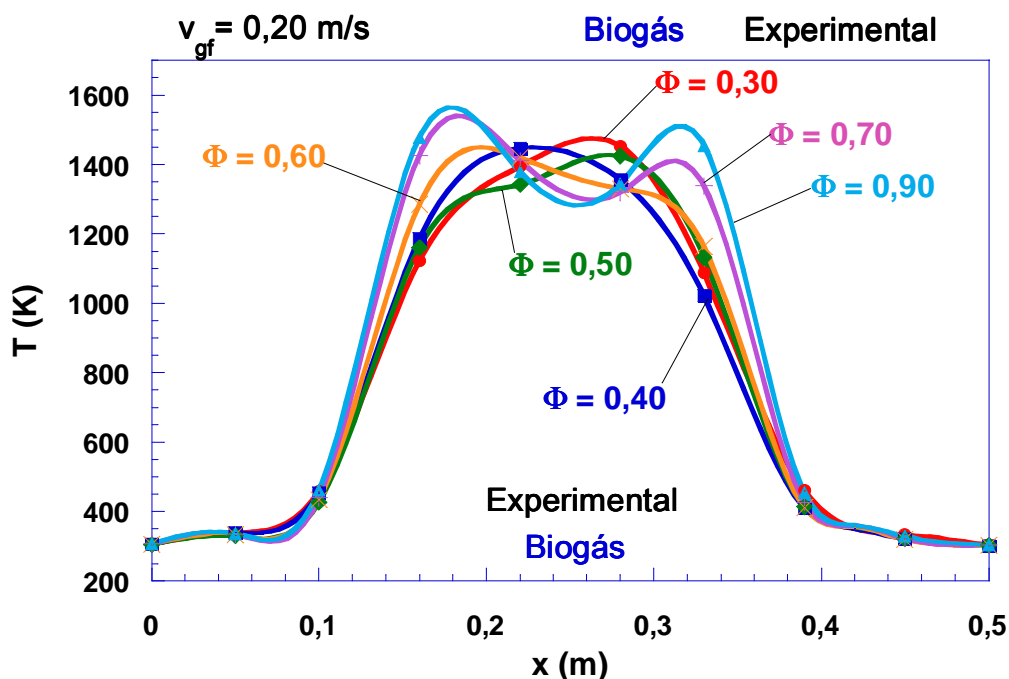


Figura 9.31 - Distribuição de temperatura para diferentes valores de Φ , $v_{gf} = 0,20$ m/s.

Observando as Figuras 9.28 a 9.30 verificam-se que os valores máximos dos perfis de temperatura apresentam comportamento similar ao observado na operação com metano, ou seja, aumentam de forma considerável com o aumento da velocidade do escoamento dos gases, conservando uma proporção entre os perfis. As velocidades da mistura ar-combustível foram variadas de 0,2 m/s a 0,3 m/s, para alguns valores de Φ , e a temperatura máxima de combustão também varia de 1450K a 1650K.

O efeito da razão de equivalência no perfil de temperatura para uma determinada velocidade de escoamento dos gases é apresentado na Figura 9.31. Semelhante à análise com metano, os resultados dos perfis de temperaturas estão apresentados com referência à velocidade de escoamento da mistura ar-combustível de 0,20 m/s.

A extração de calor também é realizada variando as razões de equivalência de $\Phi \geq 0,30$ até próximo à mistura estequiométrica ($\Phi = 0,90$). O gráfico mostra que o platô de temperatura se estende de forma semelhante ao comportamento da combustão com metano e o pico de temperaturas também apresenta tendência em aumentar com razões de equivalência crescentes, embora esse aspecto se torne mais perceptível a partir de $\Phi \geq 0,70$. Tal qual o comportamento observado da CQPR operando com o metano, é demonstrado no

gráfico que a distribuição de temperatura em razões de equivalência mais baixas apresenta uma tendência para um perfil triangular e, à medida que Φ aumenta, o perfil torna-se também trapezoidal. Embora, os perfis apresentem certa simetria em relação à seção transversal no centro do reator, alguns deles apresentam diferenças entre os picos, com pode ser observado em quase todas as Figuras (9.1 a 9.11).

9.4 Comparativo de Emissões da Caldeira (Experimental)

As Figuras 9.32 e 9.33 mostram dados experimentais de emissões de NO e CO, respectivamente, com a queima do biogás também em comparação com as emissões da queima do metano.

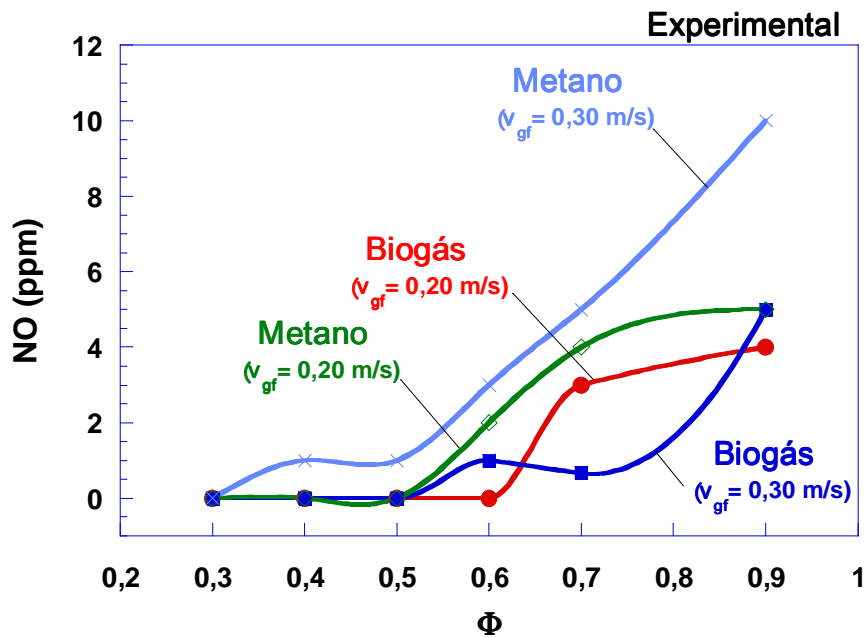


Figura 9.32 – Dados experimentais relativos às Emissões de NO para $v_{gf} = 0,20$ e $0,30$ m/s.

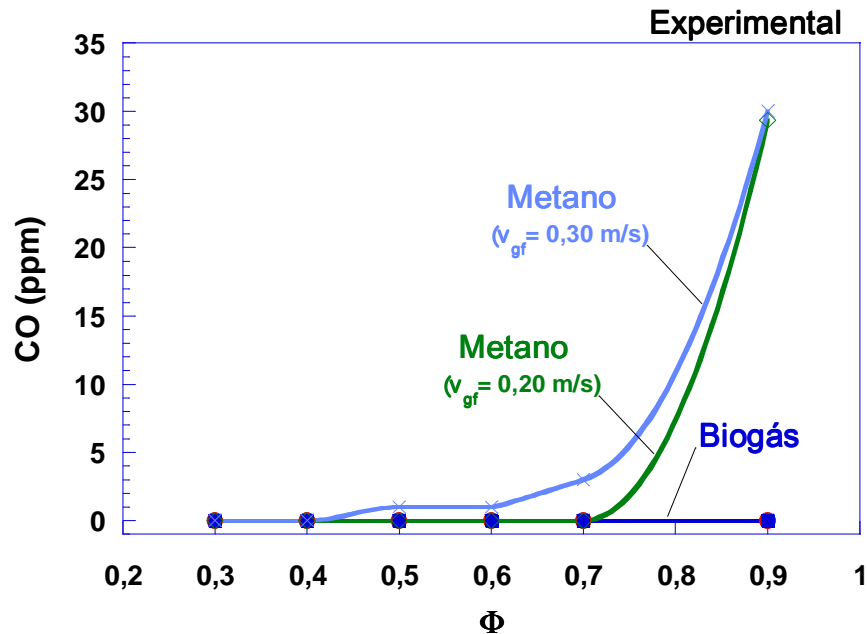


Figura 9.33 - Dados experimentais relativos às Emissões de CO para $v_{gf} = 0,20$ e $0,30$ m/s.

Na avaliação das emissões da combustão com o biogás, os óxidos de nitrogênio (NO_x) e o monóxido de carbono (CO), apresentados nas Figuras 9.32 e 9.33, respectivamente. Os pontos que levantam as curvas dos gráficos representam a média dos valores tirados de repetidos experimentos, após a caldeira entrar em regime para cada condição de operação.

A Figura 9.32 apresenta os efeitos da razão de equivalência sobre a produção de NO_x para diferentes velocidades de escoamento dos gases. As emissões de NO_x apresentam valores similares ao comportamento da curva de emissões da combustão com metano, i.e., crescem com aumentos da razão de equivalência. Se Φ é menor que 0,6, a emissão de NO_x é menor que 1 ppm, para ambas as velocidades de escoamento dos gases. Baseado ainda nessa figura, observa-se na faixa de $0,5 \leq \Phi \leq 0,7$ um comportamento que não obedece a uma tendência esperada nas emissões de NO_x . Esses pontos podem caracterizar uma transição na interface da região subadiabática e superadiabática, onde os fenômenos de transferência de calor entre o gás e o meio poroso passam a ter proporções diferentes, além de haver mudança de sentido da velocidade de propagação da onda. Esse comportamento também pode ser observado em seções anteriores, nas Figura 8.11 e na Figura 9.13.

A Figura 9.33 mostra os efeitos da razão de equivalência na produção de CO para diferentes velocidades de escoamento dos gases. No caso do biogás, de acordo com os resultados obtidos, é verificado que as emissões de CO são inferiores a 1 ppm em toda a

faixa de Φ e a qualquer das velocidades de escoamento dos gases operadas. Há limitação em medir as emissões de CO entre 0 e 1 ppm devido ao fundo de escala do analisador de gases utilizado. Entretanto, baseado nessa figura é possível concluir a presença de CO₂ da composição do biogás não contribui significativamente para o aumento na produção de CO.

9.5 Dados de Temperatura de Exaustão do Sistema (Experimental)

As Figuras 9.34 e 9.35 mostram o perfil de temperatura de exaustão superior e inferior, respectivamente.

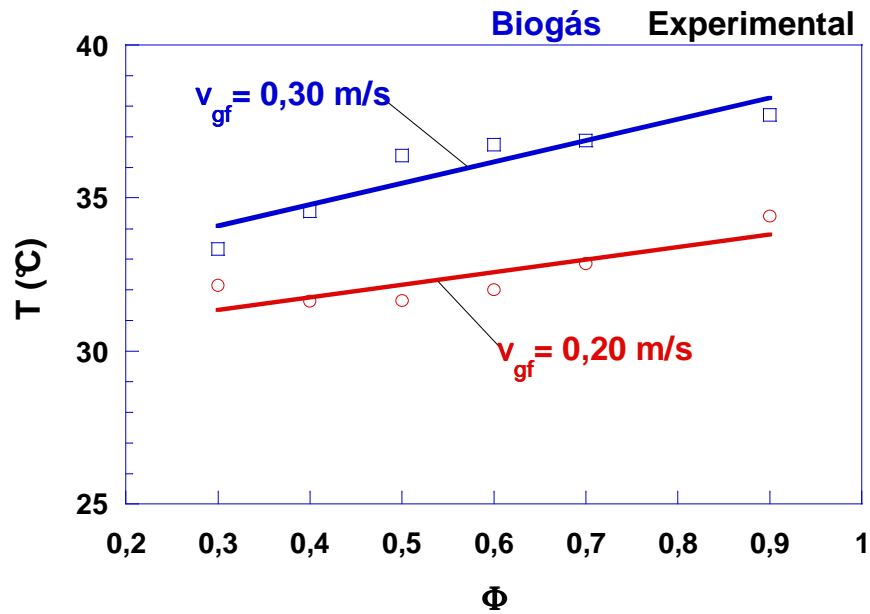


Figura 9.34 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção superior do boiler.

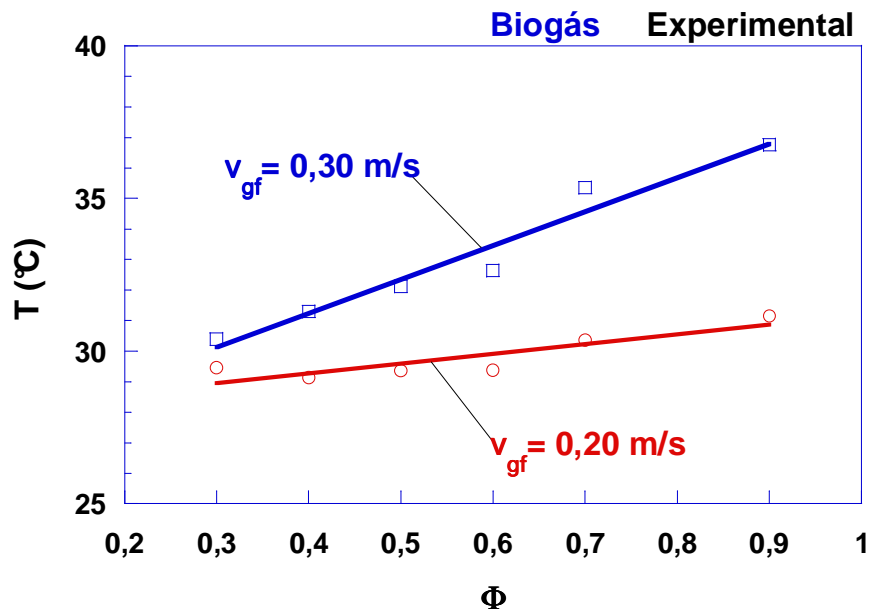


Figura 9.35 - Perfil de temperatura dos gases de exaustão na seção inferior do boiler.

As temperaturas de exaustão dos gases, observadas nas Figuras 9.34 e 9.35, são bastante baixas, como também foi comprovado na análise com o metano, em qualquer condição de operação empregada no experimento. O sistema com uma temperatura de exaustão com os valores apresentados pode indicar eficiência térmica alta.

A operação com o biogás também apresentou uma inclinação da linha de variação de temperatura nos gráficos de exaustão, alterada conforme a v_{gf} é aumentada, mantendo um crescimento da velocidade de escoamento dos gases, como observado na operação com metano.

Tanto as temperaturas de exaustão observadas nas Figuras 9.34 e 9.35 para o biogás, como as observadas nas Figura 8.23 e Figura 8.24 para o metano, demonstram de forma nítida que a faixa de temperatura de exaustão da CQPR é bem inferior, se comparado com a temperatura de exaustão de caldeiras convencionais, as quais podem chegar em torno de 450°C a 600°C, como é o caso de algumas caldeiras flamotubulares.

Capítulo 10 - Análise de Exergia

A exergia ou disponibilidade energética é trabalho máximo que se pode obter tomando-se como referência o sistema em estado de equilíbrio com o ambiente, num processo reversível. Num processo real, há um saldo de trabalho não realizável, que dá uma medida da irreversibilidade do processo.

Na análise exérgica são feitas a identificação e quantificação das irreversibilidades do sistema, com a determinação das exergias de entrada (insumos) e de saída (produto e rejeitos), para o cálculo da eficiência exérgica do sistema. A Equação 10.1 define o balanço exérgico:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_j - \left[\dot{W}_{VC} - p_0 \left(\frac{dV_{VC}}{dt} \right) \right] - T_0 \dot{\sigma}_{VC} + \sum_e m_e e_{fe} + \sum_s m_s e_{fs} \quad (10.1)$$

Para adequar o uso da equação acima ao presente estudo, admite-se a hipótese de que a CQPR seja um sistema fechado, operando em regime permanente. Considerando-se que não exista trabalho realizado pelo sistema, os balanços de energia e exergia simplificam-se, respectivamente para (MORAN, M.; SHAPIRO, H.):

$$0 = \dot{Q}_{quim} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{parede} - \dot{Q}_{convectivo} \quad (10.2)$$

$$0 = \left(1 - \frac{T_0}{T_{quim}}\right) \dot{Q}_{quim} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{ex}}\right) \dot{Q}_{ex} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{wall}}\right) \dot{Q}_{wall} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{convectivo}}\right) \dot{Q}_{convectivo} + \dot{E}_d \quad (10.3)$$

onde \dot{E}_d é a taxa de destruição de exergia. E a eficiência exérgica é descrita como:

$$\varepsilon = \frac{(1 - T_0 / T_{ex}) \dot{Q}_{ex}}{(1 - T_0 / T_{quim}) \dot{Q}_{quim}} \quad (10.4)$$

ou ainda,

$$\varepsilon = \eta \cdot \left(\frac{1 - T_0 / T_{ex}}{1 - T_0 / T_{quim}} \right) \quad (10.5)$$

10.1 Resultados do Balanço de Exergia

As Figuras 10.1 e 10.2 mostram os resultados de eficiência exergética para ambas as velocidades de escoamento e comparando o biogás com o metano.

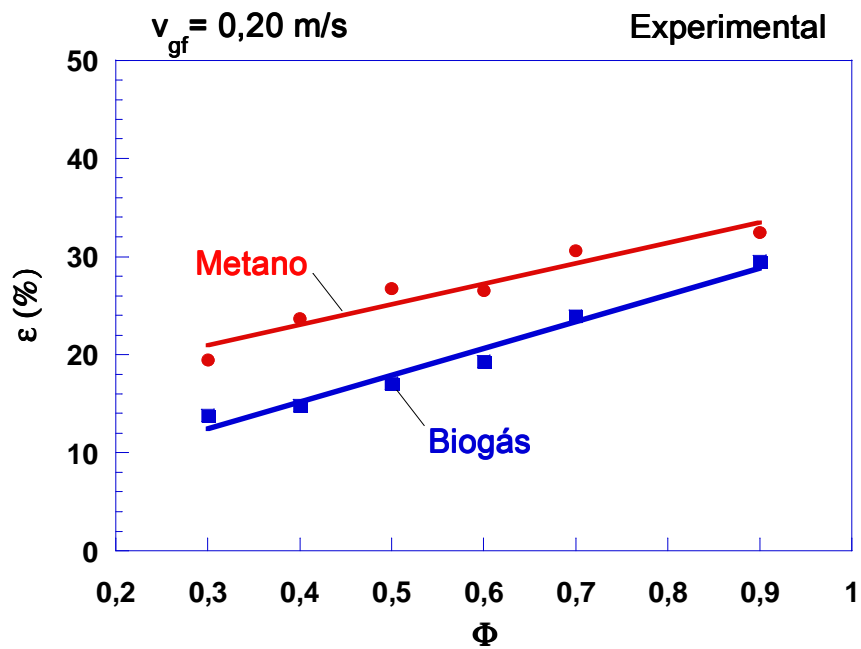


Figura 10.1 - Gráfico de eficiência exergética com $v_{gf} = 0,20$ m/s - Biogás vs. Metano.

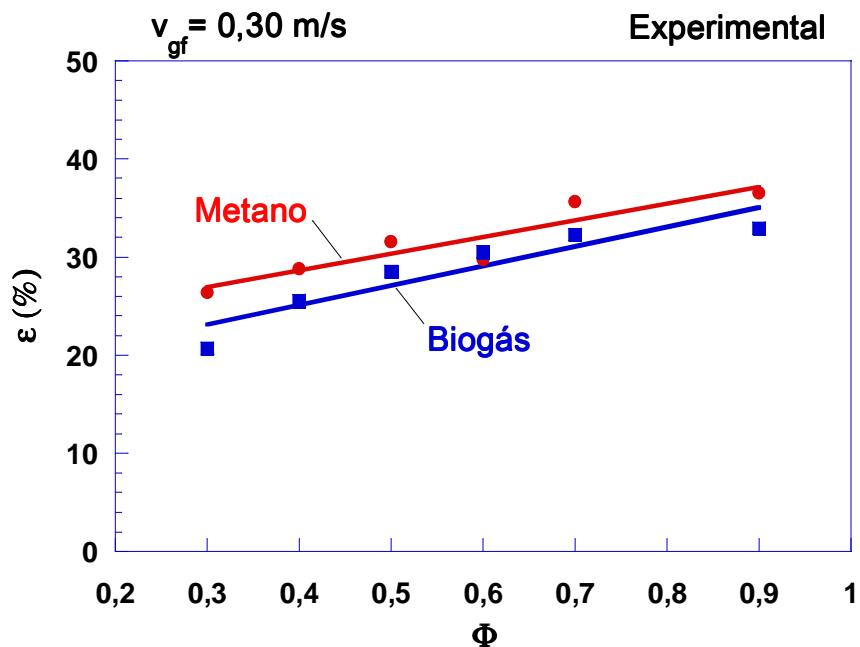


Figura 10.2 - Gráfico de eficiência exergética com $v_{gf} = 0,30$ m/s - Biogás vs. Metano.

A Figura 10.1 mostra que o desempenho exergético da caldeira com o metano oscila em uma faixa entre 20% e 33% e com o biogás $15\% \leq \varepsilon \leq 25\%$ - $v_{gf} = 0,20$ m/s, dependendo da razão de equivalência. A Figura 10.2 mostra que há uma variação de ε entre 26% e 36% com o metano e $21\% \leq \varepsilon \leq 30\%$ com o biogás, à medida que Φ é aumentada - $v_{gf} = 0,30$ m/s.

Capítulo 11 - Conclusões e Sugestões

A caldeira de vapor com alta eficiência e baixa emissão foi desenvolvida, empregando-se a combustão em meios porosos recíproca em seu queimador utilizando o biogás do LCCV. As principais conclusões estão resumidas a seguir:

- i. O emprego da combustão em meios porosos recíproca proporciona não só uma extração de energia eficiente e baixas emissões, mas também, um alto grau de estabilidade do queimador, tanto com o biogás como com o gás de referência;
- ii. O sistema de monitoramento implementado foi capaz de mostrar os processos de combustão e da extração de energia da zona de reação;
- iii. Foi possível verificar os efeitos da queima de um combustível renovável. Uma combustão estável na caldeira foi conseguida funcionando em uma ampla faixa de operação: $0,30 < \Phi < 0,90$ e $0,20 < v_{gf} < 0,30$ m/s;
- iv. A razão de equivalência e a velocidade de escoamento dos gases exibem uma forte influência sobre os perfis de temperatura, de eficiência e de emissões;
- v. A presença de trocadores de calor confina as zonas de reação na seção central dos queimadores, permitindo combustão estável para uma faixa de razão de equivalência extensa;
- vi. Os trocadores de calor funcionam em alto regime de temperatura e a extração de energia do segundo trocador de calor não é suficiente para apagar a chama no queimador;
- vii. O perfil de temperatura tem um formato trapezoidal típico, com um mínimo na região central do reator. Os trocadores de calor não permitiram uma expansão da distribuição de temperatura em sentido às zonas laterais;
- viii. A fração molar de NO_x nos produtos, com a combustão do biogás, de um modo geral, crescem de menos de 1 ppm em $\Phi = 0,30$ a 5 ppm em $\Phi = 0,90$, e a fração molar de CO nos produtos varia de menos de 1 ppm para toda a faixa de razão de equivalência entre 0,30 e 0,90, para as duas velocidades de escoamento dos gases, valores abaixo do obtido com a combustão com metano.
- ix. A potência de extração, a partir da combustão com o biogás, varia de valores acima 0,35 kW até 2 kW (térmicos), conforme aumenta a razão de equivalência.

Com o metano, a potência de extração varia de mais de 0,55 kW até 3 kW (térmicos).

- x. A eficiência aumenta de 65% a 90%, conforme a razão de equivalência aumenta, principalmente em baixas velocidades dos gases, considerando a faixa estudada experimentalmente. O desempenho está relativamente abaixo da eficiência obtida com o metano, que varia entre 73% a 93%.
- xi. A eficiência exergética atinge valores superiores a 30% conforme a razão de equivalência é aumentada, entretanto, esse aumento é mais perceptível com baixas velocidades de escoamento dos gases.
- xii. Os resultados obtidos justificam a viabilidade em empregar a tecnologia da “Combustão em Meios Porosos” para aplicações de geração de energia, tanto pela ampla faixa de operação com estabilidade, pela boa eficiência e, também, pelos baixíssimos índices de emissões de CO e NO_x e temperaturas de exaustão próximas da ambiente.
- xiii. Os resultados numéricos apresentam valores coerentes com as medições experimentais, no que diz respeito a perfis de temperatura, potência de extração e eficiência.

Sugestões que poderão, futuramente, dar continuidade a este trabalho:

- i. Substituição de válvula reguladora de pressão de vapor;
- ii. Implementação do código numérico com a substituição do termo β , adequando a extração de energia por meio de processos de transferência de calor simulando trocadores de calor e perdas por parede;
- iii. Incorporação de um equipamento (de projeto construtivo já conhecido) que venha a interpretar o título do vapor, de modo a auxiliar no cálculo da potência de extração e eficiência.
- iv. Implementação do programa de interpolação de temperaturas experimentais para aproximar uma curva de distribuição de temperaturas do sólido a partir dos dados obtidos com os oito termopares no interior do queimador poroso.
- v. Calibração adequada dos instrumentos (termopares, rotâmetros, manômetros, etc.), uma vez que seja possível a implantação de análise de incerteza.

Referências Bibliográficas

ARAÚJO, A. M.; ROSA, M. F.; CRISÓSTOMO, L. A.; FIGUEIRÊDO, M. C. B.; CUNHA, E. A., Avaliação do potencial de aproveitamento do líquido da casca de coco verde, XIX Congresso Brasileiro de Ciência e Tecnologia de Alimentos: Estratégia para o desenvolvimento, Recife-Pe, 2004.

ARAÚJO, A. M., **Tratamento anaeróbio do líquido da casca de coco verde utilizando reator UASB**, Dissertação submetida como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre, Engenharia Civil - Saneamento Ambiental, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2008. 97 p.

BABKIN, V. S., **Filtration combustion of gases, present state of affairs and prospects**, Pure and Applied Chemistry 65, 1993. pp. 335-344.

BARCELLOS, W. M.; SVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **Low emission saturated steam boiler with reciprocal flow inert porous media combustor operating on ultra-lean natural gas/air mixtures**, Clean Air Conference, Lisbon, Portugal, 2003.

BARCELLOS, W. M.; SVELIEV, A.V.; KENNEDY, L.A., **A Combustão em meios porosos de fluxo recíproco aplicada ao desenvolvimento de caldeira de vapor de baixa emissão e alta eficiência**, I Seminário da Rede GasEnergia Tecnologia e Desenvolvimento, Petrobrás, Brasil, 2006.

BAZZO, E., **Geração de vapor**, Editora da UFSC, 2ª Edição, 1995. 216 p.

BINGUE, J. P.; SVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **NO_x and CO Emissions of Lean and Ultra-Lean Filtration Combustion of Methane/Air Mixtures in an Inert Porous Media**, Clean Air, 3, 2002. pp. 199-210.

BINGUE, J. P.; SVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **Hydrogen production in ultra-rich filtration combustion of methane and hydrogen sulfide**, International Journal of Hydrogen Energy, 27, 2002. pp. 643-649.

BINGUE, J. P.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **Hydrogen sulfide filtration combustion: comparison of theory and experiments**, Experimental Thermal and Fluid Science, 26, 2002. pp. 409-415.

BINGUE, J. P; SAVELIEV, A. V; KENNEDY, L. A., **Optimization of hydrogen production by filtration combustion of methane by oxygen enrichment and depletion**, International Journal of Hydrogen Energy, 2003.

BOWNMAN, C., **Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: technology driven by regulations**, Twenty-fourth symposium (international) on combustion, 1992. pp. 859-878.

BOZZELLI, J.; DEAN, A., **O + NNH: a new possible new route for NO_x formation in flames**, International journal of chemical kinetics, 27, 1995. pp. 1097-1109.

CAVALCANTI, P. F. F., **Integrated application of the UASB reactor and ponds for domestic sewage treatment in tropical regions**, Ph.D. Thesis, Wageningen University, Wageningen, 2003: 139 p.

CHAGGU, E. J., **Sustainable environmental protection using modified pit-latrines**, Ph.D. Thesis, Wageningen University, Wageningen, 2004. 141 p.

CONTARIN, F., **Porous medium reciprocal flow burner with heat extraction**, Thesis submitted for partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering in the Graduate College of the University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, 2001. 160 p.

CONTARIN, F.; BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **A porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchanger**, Proceed. ASME Summer Heat Transfer Confer., 2003. Paper no. HT2003-47098.

CONTARIN, F.; BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **Energy extraction from a porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003. pp. 949-961.

CONTARIN, F.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A., **A reciprocal flow filtration combustor with embedded heat exchangers: numerical study**, Int. J Heat and Mass Transfer, 2003.

DRAYTON, M. K.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A.; FRIDMAN, A. A., **Syngas production using superadiabatic combustion of ultra-rich methane-air mixtures**, Proceedings of Combustion Institute, 27, 1998. pp. 1361-1367.

FREITAS NETO, M. A., **Tratamento biológico do líquido da casca do coco verde**, Dissertação submetida como requisito parcial para obtenção do grau de Doutor, Engenharia Civil, Saneamento Ambiental, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2007. 136 p.

GLOCKLER, B.; KOLIOS, G.; EIGENBERGER, G., **Analysis of a novel reverse-flow reactor concept for autothermal methane steam reforming**, Chemical Engineering Science, 58, 2003. pp. 593-601.

GRI-Mech versão 2.11, 1995. Disponível em: <<http://www.gri.org>>.

HANNAMURA, K.; ECHIGO, R.; ZHDANOK, S., **Superadiabatic combustion in porous media**, International Journal of Heat and Mass Transfer 36, 1993. pp. 3201-3209.

HANNAMURA, K.; ECHIGO, R., **Thermal structure of superadiabatic combustion in porous media**, Thermal Engineering Conference, 1993.

HARRINGTON, J., **Evidence for a new NO production mechanism in flames**, Twenty-sixth symposium (international) on combustion, 1996. pp. 2133-2138.

HAYHURST, A.; HUTCHINSON, E., **Evidence for a new way of producing NO via NNH in fuel rich flames at atmospheric pressure**, Combustion and flames, 114, 1998. pp. 274-279.

HOFFMANN, J. G.; ECHIGO, R.; YOSHIDA, H.; TADA, S., **Experimental study on combustion in porous media with a reciprocating system**, Combust. Flame, 111, 1997. pp. 32-46.

KAVIANY, M., **Principles of heat transfer in porous media**, Ed. Springer-Verlag, New York, NY, 1995.

KEE, R.; RUPLEY, F.; MILLER, J. A., **Premix, a program for modeling steady, laminar, one-dimensional premixed flames**, Reaction design, 2000.

KENNEDY, L. A.; FRIDMAN, A. A.; SAVELIEV, A. V., **Superadiabatic combustion in porous media: wave propagation, instabilities, new type of chemical reactor**, Fluid Mechanics Research 22, 1995. pp. 1-26.

KENNEDY, L. A.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A., **Transient filtration combustion**, Proceedings of Mediterranean Combustion Symposium, Antalya, Turkey, 1999. pp. 105-139.

KENNEDY, L. A.; BINGUE, J. P.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; FOUTKO, S. I., **Chemical structure of methane/air filtration combustion waves for fuel-lean and fuel-rich conditions**, Proceedings of the Combustion Institute, 28, 2000. pp. 1431-1438.

LAEVSKII, Y. M.; BABKIN, V. S., **Filtration combustion of gases**. Nauka, Novosibirsk, Ed. Yu. Matros, 1982.

LEITÃO, R. C., **Robustness of UASB reactors treating sewage under tropical conditions**, Ph.D. Thesis, Wageningen University, Wageningen, 2004. 168 p.

LUTZ, A.; KEE, R., **Oppdif: a FORTRAN program for computing opposit flow diffusion flames**, Sandia National Laboratories, Livermore, CA94551-0969, 1996.

LUTZ, A. E.; BRADSHAW, R. W.; KELLER, J. O.; WITMER, D. E., **Thermodynamic analysis of hydrogen production by steam reforming**, International Journal of Hydrogen Energy, 28 (2), 2003. pp. 159-167.

MARQUEVICH, M.; SONNEMANN, G. W.; CASTELLS, F.; MONTANE, D., **Life cycle inventory analysis of hydrogen production by the steam-reforming process: comparison between oils and fossil fuels as feedstock**, Green Chemistry, 4 (5), 2002. pp. 414-423.

MILLER, J.; BOWNMAN, C., **Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion**, Progress in energy and combustion science, 15, 1989. pp. 287-338.

MORAN, M.; SHAPIRO, H., **Princípio de termodinâmica para engenharia**, Ed. LTC, 4^a Edição, 2002. p. 243.

NAIDJA, A.; KRISHNA, C. R.; BUTCHER, T.; MAHAJAN, D., **Cool flame partial oxidation and its role in combustion and reforming of fuels for fuel cell systems**, Prog. Energy Combust. Sci., 29:2, 2003. pp.155-191.

PASEL, J.; CREMER, P.; WEGNER, B.; PETERS, R.; STOLTEN, D., **Combination of auto-thermal reforming with-gas-shift reaction-small-scale testing of different water-gas-shift catalysts**, Journal of Power Sources, 126(1-2), 2004. pp. 112-118.

PORSHNEV, P. I.; FRIDMAN, A. A.; SAVELIEV, A. A.; KENNEDY, L. A., **Hydrogen production by superadiabatic combustion of hydrogen sulfide: multi-step reaction model**, Proceedings of the 2nd International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, COPPE/EE/UFRJ-Federal University of Rio de Janeiro, Brazil, 2001. pp. 22-26.

ROBBINS, F. A.; ZHU, H.; JACKSON, G. S., **Transient modeling of combined catalytic combustion/CH₄ steam reforming**, Catalysis Today, 83, 2003. pp. 141-156.

ROSA, M. F.; SANTOS, F. J. S.; MONTENEGRO, A. A. T.; ABREU, F. A. P.; CORREIA, D.; ARAÚJO, F. B. S.; NORÕES, E. R. V., **Caracterização do pó da casca de coco verde usado como substrato agrícola**, Comunicado Técnico Embrapa Agroindústria Tropical, Fortaleza, 2001. 54 p.

ROSTRUP-NIELSEN, J. R., **Catalysis and large-scale conversion of natural gas**, Catalysis Today, 21, 1994. pp. 257-267.

RUMMINGER, M. D.; DIBBIE, R. W.; HEBERLE, N. H.; CROSLEY, D. R., **Gas temperature above a radiant porous burner: comparison of measurements and model predictions**, Proceedings of Combustion Institute, 26, 1996. pp. 1755-1762.

SEMELSBERGER, T. A.; BROWN, L. F.; BORUP, R. L.; INBODY, M. A., **Equilibrium products from autothermal processes for generating hydrogen-rich fuel-cell feeds**, Int. J. Hydrogen Energy, 2003.

SLIMANE, R. B.; LAU, F. S.; KHINKIS, M.; BINGUE, J. P.; SVELIEV, A. V.; KENNEDY, L. A., **Conversion of hydrogen sulfide to hydrogen by superadiabatic partial oxidation: thermodynamic consideration**, International Journal of Hydrogen Energy, 2003.

SOBACCHI, M. G.; SVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A.; KENNEDY, L. A.; AHMED, S.; KRAUSE, T., **Experimental assessment of a combined plasma/catalytic system for hydrogen production via partial oxidation of hydrocarbon fuels**, Intl. Journal of Hydrogen Energy, 27, 2002. pp. 635-642.

SUNDSET, T.; SOGGE, J.; STROM, T., **Evaluation of natural gas based synthesis gas production technologies**, Catalysis Today, 21, 1994. pp. 269-278.

TADA, S.; ECHIGO, R.; YOSHIDA, H., **A new concept of porous thermoelectric module using a reciprocating flow for cooling/heating system**, Proc. of 15th International Conference on Thermoelectrics, 1996.

TONG, T. W.; SATHE, S. B., **Heat transfer characteristics of porous radiant burners**, Journal of Heat Transfer, 113, 1991. pp. 387-407.

TRIMIS, D.; DURST, F.; PICKENÄCKER, O.; PICKENÄCKER, K., **Porous Medium Combustor versus Combustion Systems with Free Flames**, ISSHTEEC '97, Guangzhou, China, 1997. pp. 339-345.

WAKAO, N.; KAGUEI, S., **Heat and mass transfer in packed beds**, Gordon and Breach Science Publications, New York, NY, 1982.

WEINBERG, F. J.; BARTLEET, T. G.; CARLETON, F. B.; RIMBOTTI, P.; BROPHY, J. H.; MANNING, R. P., **Partial oxidation of fuel-rich mixtures in a spouted bed combustor**, Combustion and Flame, 72, 1988. pp. 235-239.

XIONG, T. Y.; KHINKIS, M. J.; FISH, F. F., **Experimental study of a high-efficiency, low emission porous matrix combustor-heater**, Fuel, 74, 1995. pp. 1641-1647.

YOSHIZAWA, Y.; SASAKI, K.; ECHIGO, R., Analytical study of the structure of radiation controlled flame, International Journal of Heat and Mass Transfer 31, 1988. pp. 311-319.

ZENG, Y.; MACLEAN, D. L.; TAMHANKAR, S. S.; RAMPRASAD, N.; FITCH, F. R.; LIMBACH, K. W., **Production of hydrogen and carbon monoxide**, US patent 6, 464, 955, 2002.

ZHANG, J. C.; WANG, Y. H.; MA, R. Y.; WU, D. Y., **Characterization of alumina-supported Ni and Ni-Pd catalysts for partial oxidation and steam reforming of hydrocarbons**, Applied Catalysis A-General, 243 (2), 2003. pp. 251-259.

ZHDANOK, S. A.; KENNEDY, L. A.; KOESTER, G., **Superadiabatic combustion of methane air mixtures under filtration in packed bed**, Combustion and Flame, 100, 1995. pp. 221-231.

Apêndice A - Fundamentos

A.1 Fundamentos da Tecnologia de Base – “Combustão de Filtração”

A tecnologia de base que está sendo empregada no desenvolvimento deste projeto de pesquisa é a “Combustão em Meios Porosos”, conhecida também como “Combustão de Filtração” (CF). Basicamente, CF é o processo de combustão ocorrendo nos interstícios de uma matriz porosa, que preenche completamente a câmara de combustão da caldeira, modificando significativamente os fenômenos de transferência de calor presentes no processo.

A CF caracteriza-se por um processo de recuperação de calor internamente auto-organizado, em que a combustão de uma mistura ar-combustível em um meio poroso difere significativamente da chama homogênea. Segundo Kennedy et al. (1995), essa diferença pode ser atribuída a dois principais fatores: i) a superfície interna altamente desenvolvida do meio poroso, o que resulta em transferência de calor eficiente entre o gás e o sólido; e ii) a difusão efetiva da mistura de gases fluindo no meio poroso, favorecendo a transferência de calor. O calor da reação é armazenado quase que totalmente no meio poroso, e a parte da energia gerada no processo, que seria normalmente liberada pela exaustão com os gases de descarga, é recirculada na câmara de combustão (através do meio poroso). O meio poroso funciona como um armazenador de calor, recirculando-o para a mistura nova que está chegando à zona de reação. Ele armazena essa energia, da qual parte é absorvida por condução e radiação em regiões próximas a zona de reação, e parte é transportada por convecção através dos gases de combustão. Ao passar por um meio poroso, esses gases realizam uma intensa transferência de calor, segundo Hannamura et al. (1993a).

Contarin et al (2003a) puderam constatar que a presença de uma fase sólida de alta condutividade e alta capacidade térmica possibilita a combustão porosa ocorrer nas vizinhanças dos trocadores de calor. A matriz porosa é capaz de reter o calor produzido pela reação e transferi-lo para o corpo frio (trocador de calor), favorecendo a extração de calor da reação. A transferência de calor intersticial promove um baixo grau de não-equilíbrio térmico entre as fases gás e sólida, permitindo que a onda térmica acople com a

onda de combustão. Isso é caracterizado como o regime de baixa velocidade, como definido por Babkin (1993). Segundo Bingue et al. (2002a), a propagação da onda de combustão, em sentido contrário ou em sentido coincidente ao do escoamento da mistura ar-combustível, depende da razão de equivalência e da velocidade do escoamento da mistura empregada na reação. Isso define, respectivamente, os regimes de operação subadiabático e superadiabático. Duas zonas de reação afastam-se uma da outra em direção às extremidades do reator, que propicia uma transferência de calor intensa nas proximidades dos trocadores de calor.

A aplicação da CF em reatores de caldeiras e aquecedores estende consideravelmente os limites de inflamabilidade para a região de misturas de conteúdo de calor ultra-baixo, com uma excelente estabilidade, o que é impossível em queimadores convencionais, como mostra Contarin et al. (2003a, 2003b). De um modo geral, os queimadores pré-misturados utilizam controles complexos para restringir as emissões. Alternativamente, a CF favorece um projeto simples de reator que promove a formação típica de um perfil de temperatura trapezoidal centralizado no queimador, operando no regime superadiabático para misturas ultra-pobres. Essas propriedades resultam em uma baixa temperatura-característica de menos de 1600 K, que propicia emissões ultra-baixas de NO_x e CO. Barcellos et al (2003, 2006), operando com metano técnico, obtiveram valores de emissão inferiores a 1 ppm de NO_x e a 0,5 ppm de CO, quando aplicadas razões de equivalência inferiores a 0.3.

Devido à natureza transiente da combustão na CQPR, as temperaturas máximas mostram pouca sensibilidade ao conteúdo da riqueza da mistura, geralmente em torno de 1000 a 1200°C. A combustão é mantida na região ultra-pobre, com razões de equivalência tão baixas quanto $\Phi = 0.12$, devido ao efeito superadiabático. No entanto, para razões de equivalência maiores, a combustão é subadiabática. A presença de trocadores de calor elimina o problema de *flashback* (CONTARIN, 2001). Dessa forma, a operação do queimador pode-se estender até a estequiometria (em torno de $\Phi = 0.4$ para um reator sem extração de calor). A combustão em faixas ricas de mistura seria obviamente possível, embora não é uma opção atrativa para aplicações de aquecimento.

A.1.1 Tipos de Queimadores

Devido ao fato de as propriedades da transferência de calor da mistura ar-combustível, causados pela fina estrutura da frente de chama, se apresentar de forma ruim, pode-se

pensar em melhorar essa transferência através do uso de materiais sólidos com propriedades térmicas superiores – propriedades essas tais como condutividade térmica, radiação térmica, etc. A exemplo de um material cerâmico poroso, o qual está em um estado de *quasi-equilíbrio* térmico, precisa ser colocado na câmara de combustão. A transferência de calor deve ser ajustada de forma que o processo de combustão possa ser estabilizado a uma posição específica da câmara de combustão, preenchida com a cerâmica de material poroso. Dessa forma, é possível obter zonas de reação mais espessas, pelo fato de tal combustor poder operar com velocidades maiores de misturas de ar-combustível, já que o calor necessário pode ser transportado contra a direção do escoamento a fim de estabilizar o processo de combustão com tão somente alcançada a temperatura de ignição em uma determinada posição. Ao mesmo tempo, o calor pode ser transportado eficientemente para fora da câmara de combustão através das excelentes propriedades térmicas da matriz porosa. Isso faz com que seja possível o controle da temperatura do processo de combustão e ajustá-la de forma que as emissões de poluentes, como o CO e NO_x, sejam minimizadas.

Estudos nesse campo da literatura que lidam com a combustão em meios porosos atribuem uma certa classificação quanto ao tipo de queimador existente para cada tipo de aplicação (TRIMIS et al., 1997). Queimadores com combustão transiente e propagação da chama em meios porosos inertes, com transferência de calor no berço poroso com (CONTARIN et al., 2003a, 2003b; BARCELLOS et al., 2003, 2006; CONTARIN, 2001) ou sem extração de calor (HOFFMANN et al., 1997), com superfície radiante (RUMMINGER et al., 1996; TONG; SATHE, 1991), com combustão superadiabática em meios porosos (HANNAMURA et al., 1993; KENNEDY et al., 1995), e também com conversão química catalítica em meios porosos (ROSTRUP-NIELSEN, 1994; ROBBINS et al., 2003) são alguns tipos comumente empregados nesse tipo de tecnologia.

Existem também queimadores cujo meio poroso é consumível durante a combustão. Esses são conhecidos como queimadores consumíveis. No entanto, não faz parte do escopo deste trabalho mencionar os aspectos desse tipo de queimador.

Vantagens principais da combustão em regime permanente em meios porosos inertes podem ser descritas a seguir:

i. A superfície interna altamente desenvolvida do meio poroso resulta em uma alta transferência de calor entre a fase gás e o meio poroso (situação de *quasi-equilíbrio* ou não-equilíbrio térmico) (CONTARIN, 2001; TRIMIS et al., 1997);

ii. Velocidades de combustão mais altas (potência específica alta);

iii. Resfriamento da zona de reação (emissões de NOX baixas);

iv. A alta capacidade térmica do meio poroso assegura um processo de combustão extremamente estável em função das variações da carga térmica e razões de equivalência pobres além dos limites de flamabilidade.

A.1.2 Queimadores Radiantes

Muitas estruturas e materiais porosos têm sido testados em queimadores porosos. Obviamente que as propriedades de transferência de calor das estruturas porosas dependem da forma e estrutura das propriedades do material que está sendo utilizado. Trimis et al. (1997) mencionam que a forma estrutural afeta a transferência de calor radiativa pela espessura óptica, a transferência de calor condutiva pelas superfícies de contato e/ou ligações do material sólido na estrutura porosa, e a convectiva, pela porosidade e na forma do escoamento resultante. O material sólido afeta a transferência de calor devido a suas propriedades materiais, como a condutividade e emissividade térmicas.

Com o intuito poder operar um queimador de meio poroso inerte desde a ignição, estabilização e operação, em condições de regime permanente, é necessário que a estabilização da região da combustão seja feita em uma posição definida na matriz porosa. Trimis et al. (1997) correlacionam o número de Peclet (Pe) com uma determinada posição do queimador para a estabilização da combustão. A Figura A.1 mostra esquematicamente a configuração de um queimador poroso inerte.

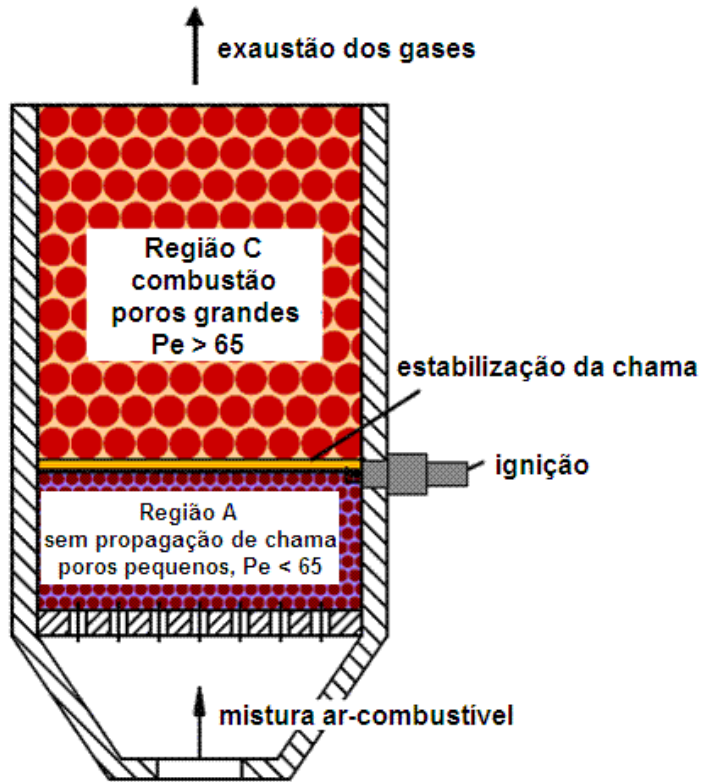


Figura A.1 - Estabilização da zona de combustão em um queimador poroso inerte (adaptado de TRIMIS et al., 1997).

A Figura A.2 mostra a estabilização da frente de chama na matriz cerâmica inerte de um queimador radiante.



Figura A.2 - Demonstração da estabilização da frente de chama de um queimador radiante (TRIMIS et al., 1997).

A.1.3 Queimadores Volumétricos

A Figura A.3 mostra os principais componentes de um queimador volumétrico típico. O queimador é composto por trocadores de calor, os quais são inseridos no meio poroso para extração de calor, constituindo assim um equipamento bastante compacto. O dimensionamento deste tipo de queimador está caracterizado por poder atuar em uma ampla faixa de potência devido a sua estabilidade operacional a baixas razões de equivalência. Camadas de isolamento de fibra cerâmica envolvem a região onde ocorre a combustão.

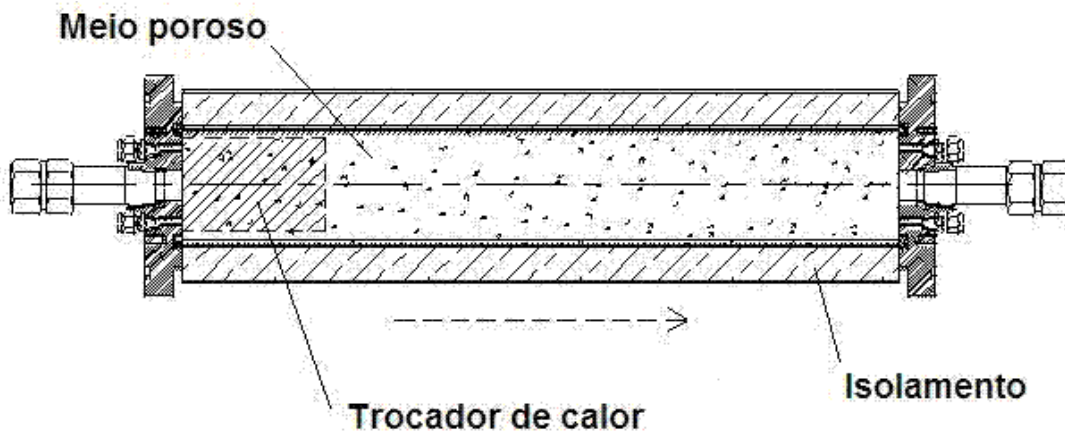


Figura A.3 - Esquemático de um queimador volumétrico típico.

A.1.4 Aspectos Fenomenológicos da Combustão

De acordo com Barcellos et al. (2006), as eficiências térmicas medidas experimentalmente, que correspondem à eficiência de extração, estão na faixa de 70 a 93%, dependendo da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases empregados. Os resultados experimentais apontam para um crescimento dos valores de eficiência com o aumento da razão de equivalência e da velocidade de escoamento dos gases.

Alguns fenômenos de instabilidade podem ser caracterizados pela configuração dos perfis de eficiência, que podem alterar essa tendência. Eles poderiam ser parcialmente

explicados pelo fato de um mesmo protótipo estar servindo para experimentos numa faixa tão ampla de operação. Um projeto mais adequado para uma faixa de operação desejada possibilitaria lidar melhor com essa tendência a instabilidades, que se observa tanto no processo de combustão como no processo de vaporização da água nos trocadores.

Quando a velocidade de escoamento dos gases e a razão de equivalência são baixas, relativamente, a quantidade de água tem que ser proporcional à extração energia do processo de combustão e, então, ela passa a não ser suficiente para arrefecer plenamente os trocadores de calor do protótipo em estudo. Operar nessa condição pode representar risco para estrutura física do protótipo desenvolvido. Entretanto as instabilidades podem também se apresentar no processo, na combinação de altas velocidades de escoamento dos gases com altas razões de equivalência.

A.1.5 Tendências das Pesquisas Nessa Área

Essa nova tecnologia pode permitir *reengenheirar* os projetos de sistemas térmicos, incluindo aquecedores e caldeiras a gás, fornos, fornalhas, queimadores radiantes etc., para serem mais eficientes e serem fabricados com custos consideravelmente menores. Inclusive, seria possível um estudo de adaptação dessa nova tecnologia aos equipamentos e sistemas térmicos em operação hoje. O universo de aplicações dessa área de pesquisa é muito amplo onde, recentemente, a geração de hidrogênio a partir de diferentes combustíveis (inclusive os sólidos) tem sido alvo de interesse no meio acadêmico e industrial.

Apesar de essa tecnologia ter um potencial amplo de aplicação, os fenômenos presentes no processo de combustão dentro do meio poroso ainda não são assuntos bem esclarecidos. Por essa razão, ultimamente muitos pesquisadores têm sido motivados a estudar mais profundamente essa tecnologia.

A.1.6 Tendências das Pesquisas Teóricas

Como um processo internamente auto-organizado de recuperação de calor, a combustão de misturas ar-combustível pré-misturadas em meio poroso, difere significativamente da chama homogênea. Esta diferença pode ser atribuída a dois

principais fatores: a superfície interna altamente desenvolvida do meio poroso, que resulta em eficiente transferência de calor entre o gás e o sólido, e o processo de mistura intensa durante o escoamento dos gases no meio poroso que aumenta a difusão efetiva na fase-gás.

Uma intensa transferência de calor intersticial proporciona um baixo grau de não-equilíbrio térmico entre a fase gás e a fase sólida, resultando em acoplamento da onda térmica com a de reação. Esta situação geralmente corresponde a um baixo regime de velocidade de propagação da onda de combustão, de acordo com a classificação dada por Babkin (1993).

O interesse das pesquisas teóricas tem se restringido a questão de se lidar com o comportamento transiente da frente de chama, que pode viajar em sentidos opostos dependendo da razão de equivalência e, também, da velocidade do escoamento da mistura gasosa atravessando o meio poroso. O recente emprego de um fluxo reverso tem sido o diferenciador nessa área de pesquisa, pela grande estabilidade conseguida na reação. A vantagem de inserir uma matriz sólida inerte dentro da zona de combustão é justamente a recuperação de energia liberada pela reação. Por essa razão, o sentido do fluxo da mistura ar-combustível tem que ser periodicamente revertido para a estabilização da zona de combustão no reator de comprimento limitado. Um queimador de fluxo reverso proporciona essa oscilação periódica da onda de combustão. Os períodos de oscilação são baseados na estabilidade do processo de combustão, na distribuição de temperatura e na capacidade de manter uma boa estocagem de energia.

A.1.7 Tendências das Pesquisas Aplicadas

O desenvolvimento de pesquisas aplicadas no campo de estudos da Combustão em Meios Porosos (CMP) está intrinsecamente ligado às tecnologias dedicadas à criação novos sistemas térmicos e/ou equipamentos de processo. Nesse sentido, propostas de pesquisa têm surgido nos últimos 7 a 10 anos, apresentando-se como muito promissoras pelos resultados preliminares alcançados em estudo de laboratório. Dentre os principais sistemas térmicos desenvolvidos com direção à questão da geração de energia e síntese de hidrogênio, destacam-se:

A.1.7.1 Caldeira Superadiabática de Fluxo Reverso

O desenvolvimento de caldeiras e aquecedores de alta eficiência e baixíssimo nível de emissão de poluentes tem surgido como uma promissora aplicação da tecnologia da CMP. Como mudança da concepção básica de projeto, a técnica do fluxo reverso da mistura ar-combustível entrando no reator tornou-se um marco na reengenharia dos aquecedores e caldeiras convencionais, o que têm trazido resultados excelentes em termos de emissões e estabilidade de reação (CONTARIN et al., 2003a, 2003c; KENNEDY et al., 2000). Em especial, o grupo de pesquisa do Energy Systems Laboratory da University of Illinois at Chicago desenvolveu uma caldeira de alta eficiência e baixíssimos índices de emissões de NO_x e CO, aproximadamente 1 ppm e 0.5 ppm, respectivamente, para razões de equivalência menores que 0.5 (BARCELLOS et al., 2003).

A.1.7.2 Geração de Hidrogênio pela Decomposição Térmica do H_2S

A decomposição do H_2S em meio poroso tem sido assunto de recente pesquisa, com publicações de menos de 10 anos. A combustão superadiabática tem apresentado boa conversão desse gás para o hidrogênio e a sulfã. O interesse dessa pesquisa está no fato de que certas reservas de gás natural possam conter grande quantidade do H_2S adsorvido, daí a razão de tentar empregar uma tecnologia que possa queimá-lo diretamente, o que experimentalmente tem sido feito com um combustor superadiabático (BINGUE et al., 2002a, 2002b; SLIMANE et al., 2003; PORSHNEV et al., 2001).

A.1.7.3 Gaseificação Superadiabática para Geração de Hidrogênio

Essa área de pesquisa tem sido estudada por alguns países de grande consumo de energia como é o caso dos Estados Unidos, onde têm sido empregados combustíveis sólidos ou líquidos de baixo poder calorífico. Acredita-se que os americanos darão grande ênfase à geração de hidrogênio a partir do carvão mineral, pelo fato de possuírem grandes reservas de carvão de baixo poder calorífico e essa seria a saída mais imediata para crise energética que enfrentam. O Brasil também possui reservas de carvão com excesso de cinzas e enxofre e essa tecnologia poderia ser benéfica para o processamento dessas

reservas. Uma proposta nessa área seria utilizar a tecnologia da CMP para queimar esses combustíveis sólidos de baixo poder calorífico, devido ao armazenamento de energia permitido pela recirculação de calor no meio poroso. Duas linhas de pesquisa caracterizam essa área: o uso de um meio poroso inerte ou catalítico para queimar o carvão ou o uso do próprio carvão como meio poroso (MARQUEVICH et al., 2002).

A.1.7.4 Geração de Hidrogênio a partir da Queima do Gás Natural

A reforma do gás natural com vapor d'água é o método de produção de hidrogênio que tem sido mais desenvolvido ao longo dos anos, tanto no meio científico como no industrial, onde bons resultados tem sido obtidos em termos de custo, com eficiência superior a 80%. A questão é que ele exige um sistema de suprimento contínuo de vapor e o reator demanda aquecimento externo, elétrico ou por outra fonte qualquer, mas, mesmo assim, continua sendo o método mais viável, até então. Esse método gera muito CO, o que é natural para esse tipo de reação, mas normalmente é utilizado um reator secundário (*shift reactor*) que transforma o CO em CO₂ (LUTZ et al., 2003; ZENG et al., 2002; ROSTRUP-NIELSEN, 1994; SUNDSET et al., 1994).

A oxidação parcial de combustíveis formados por hidrocarbonetos pesados é uma outra linha de pesquisa que tem sido bastante desenvolvida em vários países. Entretanto, alguns pesquisadores já têm estudado a oxidação parcial do gás natural para produção de hidrogênio, e esse assunto tem surgido recentemente como uma nova área de pesquisa. A desvantagem dele em relação ao método de reforma do metano por vapor é sua menor eficiência conseguida até agora, embora ele seja um método novo e com muito por fazer.

O método da oxidação parcial utilizando um meio poroso para o ambiente da reação tem surgido recentemente como um recurso para se trabalhar com hidrocarbonetos leves, que é o caso do gás natural, podendo ser esse meio inerte ou catalítico (BINGUE et al., 2002a, 2002b) e (WEINBERG et al., 1988; DRAYTON et al., 1998). Outro aspecto que torna a utilização da CMP promissora para a geração de hidrogênio utilizando esse método, é o fato de que algumas publicações têm mostrado que temperaturas mais elevadas tendem a beneficiar a velocidade e eficiência da reação. Nos queimadores superadiabáticos, o nível de temperatura de operação fica normalmente entre 1000 e 1400°C, dependendo da razão de equivalência e da velocidade do escoamento da mistura que entra no reator. A equipe de pesquisa do Energy Systems Laboratory da University of Illinois at Chicago, tem

conseguido eficiências superiores a 65% (DRAYTON et al., 1998; BINGUE et al., 2003; SOBACCHI et al., 2002).

Um outro método de produção de hidrogênio, alvo de interesse para pesquisa nos últimos 4 ou 5 anos, tem sido o estudo da reforma auto-térmica de hidrocarbonetos leves (dentre eles o gás natural), a partir dessa tecnologia visualiza-se uma vertente de produção de hidrogênio em pequenas ou médias unidades descentralizadas. Esse método, em princípio, é a combinação dos dois métodos, a oxidação parcial e a reforma por vapor, num mesmo reator (PASEL et al., 2004; ZHANG et al., 2003; SEMELSBERGER et al., 2003; NAIDJA et al., 2003; GLOCKLER et al., 2003; ROBBINS et al., 2003). As vantagens disso seriam, além da alta eficiência esperada, a compactação do sistema gerador de hidrogênio, pelo fato do próprio reator suprir a quantidade de calor necessária à reação, dispensando o comumente aquecimento externo empregado nos reformadores com vapor. Os pesquisadores têm utilizado nos queimadores materiais, catalisadores para promover a oxidação parcial, associada à reforma por vapor.

Um grupo de pesquisa do Energy Systems Laboratory da UIC tem trabalhado no desenvolvimento o método da reforma auto-térmica adotando a tecnologia da CMP, também com a participação do autor do presente proposta. O próprio combustor da caldeira superadiabática (anteriormente desenvolvida no laboratório da UIC) é empregado para servir como câmara de reação. O ineditismo desse novo sistema está no fato de que o vapor, que é necessário ao reformador, ser suprido pela própria caldeira. Isso tornar a unidade geradora completamente autônoma e mais compacta ainda, em relação aos sistemas modernos surgido até então, que empregam o método da reforma auto-térmica.

Outros ganhos são esperados em se desenvolver essa nova tecnologia. Utilizando a caldeira de vapor superadiabática, espera-se estabilidade de reação devido ao fato do combustor superadiabático funcionar com trocadores de calor nas extremidades, mantendo a reação confinada no interior do combustor.

A seguir é apresentada uma figura com o gráfico da temperatura adiabática de chama variando a razão de equivalência e a temperatura real de um reator de meio poroso, queimando o gás natural em valores exageradamente altos, em termos da razão de equivalência.

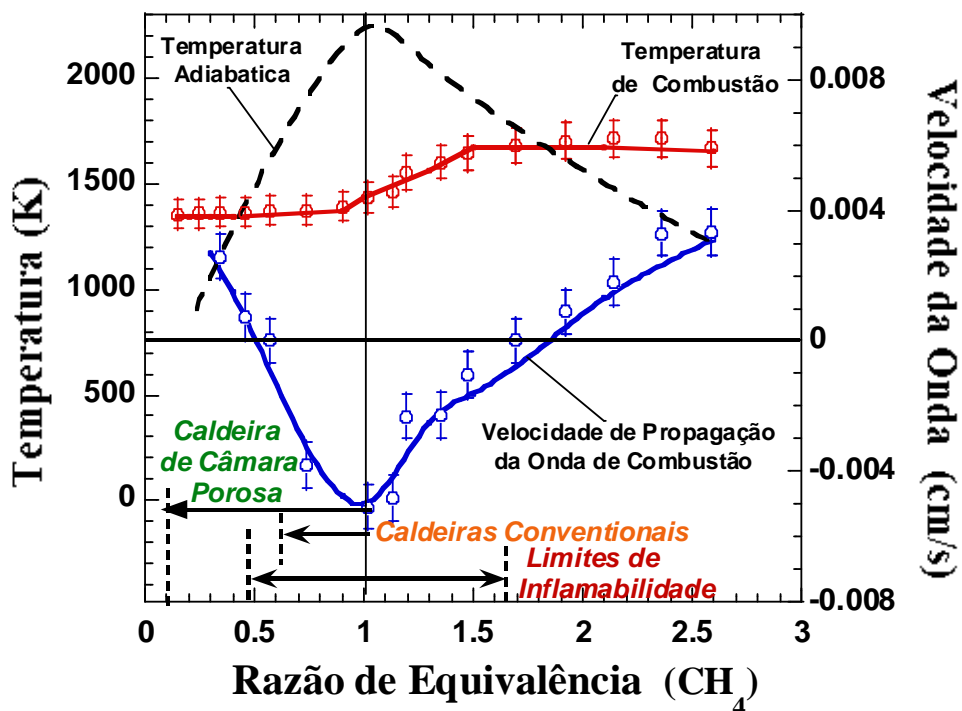


Figura A.4 - Temperatura adiabática de chama vs. Temperatura de combustão de filtração.

A.2 Combustível Objeto do Estudo – Biogás do LCCV

O biogás utilizado no presente estudo é proveniente do Líquido da Casca do Coco Verde (LCCV). O LCCV é originado da prensagem das fibras que compõem a casca de coco verde. Embora pouco estudados, sabe-se que os extratos obtidos da casca de coco podem apresentar efeito inibitório sobre microrganismos, pela presença de taninos que são compostos fenólicos (ARAÚJO, 2008).

Devido a crescente demanda, o consumo de água de coco gera anualmente quase 4 milhões de toneladas de casca, o que tem se tornado um problema principalmente em cidades litorâneas, já que o material da casca é de difícil decomposição levando mais de oito anos para sua completa decomposição.

Na tentativa de destinar adequadamente este resíduo, Rosa et al. (2001) desenvolveram uma tecnologia capaz de transformar a casca de coco verde em pó e fibras com as mais diversas aplicações. O pó da casca de coco verde pode ser usado como substrato agrícola, produção de jarros (em substituição ao xaxim ameaçado de extinção) e a fibra pode ser

usada como matéria prima para estofados, divisórias e mantas de retenção de encostas (ARAÚJO, 2008).

A.2.1 Usina-Piloto de Beneficiamento da Casca do Coco Verde

A Embrapa Agroindústria Tropical implantou uma unidade-piloto para a transformação da casca de coco verde em matéria-prima, que foi entregue a uma cooperativa de catadores de lixo para melhoria da qualidade de vida desta comunidade. O projeto "Uso da casca de coco verde como forma de conservação da biodiversidade", inclui a instalação desta usina piloto em área de 3.000 m², no desativado aterro sanitário do Jangurussu, treinamento de pessoal, e acessória técnica e administrativa. Ele envolve a coleta seletiva da casca do coco verde, passando pelo beneficiamento do material e sua transformação em diferentes produtos, até a unidade de artesanato e horta comunitária.

A extração é realizada na própria unidade piloto. Após as etapas de trituração e prensagem, o LCCV é coletado, decantado e peneirado para retirada dos sólidos grosseiros. Em seguida, o LCCV é armazenado em recipientes plásticos e mantido sob refrigeração a 5°C. Abaixo a Figura A.5 (a) mostra o tipo de triturador, a Figura A.5 (b) apresenta a prensa utilizada para extração de LCCV e a Figura A.5 (c) apresenta o aspecto do LCCV.



Figura A.5 - (a) Triturador; (b) Máquina de prensagem; (c) Amostra do LCCV.

A Figura A.6 apresenta o maquinário utilizado na indústria de beneficiamento de coco verde na usina-piloto do Jangurussu. A partir das etapas finais do projeto, o reator passou a ser operado utilizando LCCV produzido por estes equipamentos.

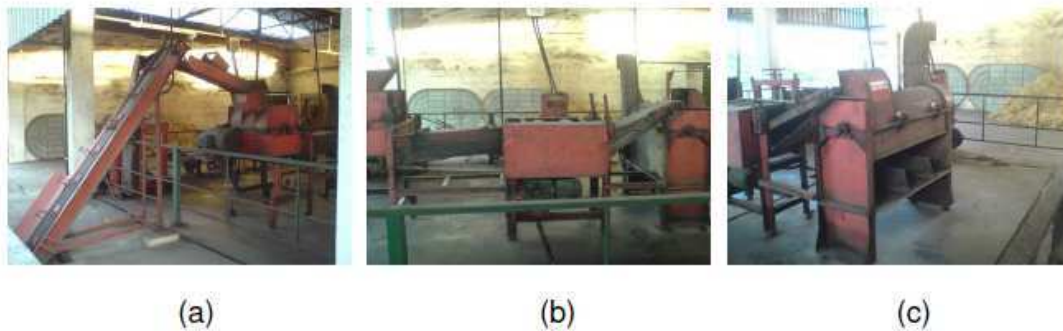


Figura A.6 - (a) Alimentador e triturador; (b) Prensa; (c) Classificador.

A Figura A.7 apresenta um esquema simplificado das etapas do processo de beneficiamento da casca de coco verde.

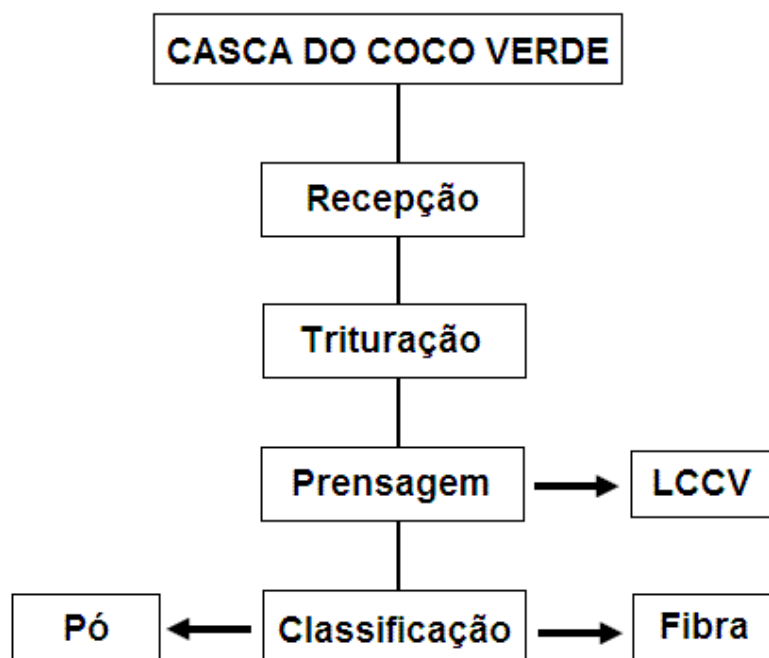


Figura A.7 - Processo de aproveitamento da casca de coco verde - esquema simplificado.

A.2.2 Propriedades Físico-Químicas do LCCV

Durante o processo, a casca do coco verde é prensada para diminuir o teor de umidade, reduzindo o tempo de secagem do produto (ARAÚJO et al., 2004). O resíduo Líquido deste processo de prensagem, o LCCV, possui Demanda Química de Oxigênio (DQO) que varia

entre 70 e 80 g/L além de elevados teores de compostos fenólicos totais (possivelmente taninos), potássio e sólidos suspensos voláteis.

A vazão dos efluentes do processo de prensagem da unidade-piloto é, em média, 15 m³/dia, podendo chegar a 20 m³/dia em períodos de produção intensa.

Freitas Neto (2007) estudou o tratamento biológico do LCCV com vistas à remoção de matéria orgânica. Para isso, o autor utilizou um reator biológico com fungos (RBF) e um reator UASB. O autor concluiu que o reator UASB foi mais eficiente tratando o LCCV que o RBF. Além disso, sugeriu a avaliação do tratamento utilizando um RBF como pós-tratamento do afluente do reator UASB como forma de maximização da eficiência de remoção de matéria orgânica. A Tabela A.1 apresenta a caracterização físico – química do LCCV.

Tabela A.1 - Caracterização Físico-Química do LCCV (FREITAS NETO, 2007)

Variável	Unidade	Média	Desvio Padrão
DBO	g/L	41.2	-
DQO	g/L	63.5	12.3
Fenólicos Totais	g/L	5.95	1.01
Açúcares	g/L	45.1	-
Alcalinidade Total	g/L	1.01	-
pH	-	4.91	0.38
Condutividade	mS/cm	8.75	-
Amônia	mg/L	746	-
Nitrito	mg/L	0.42	-
Nitrato	mg/L	66	-
Fósforo Total	mg/L	130	-
Sólidos Totais	g/L	65.3	1.24
Sólidos Fixos	g/L	6.16	438
Sólidos Voláteis	g/L	59.1	1.29

A.2.3 Geração do Biogás de LCCV em Biodigestor UASB

Os reatores anaeróbios de fluxo ascendente (Upflow Anaerobic Sludge Banket - UASB) destacam-se pela elevada taxa de remoção de matéria orgânica, baixo custo de construção e manutenção, possibilidade de aproveitamento energético e operação relativamente simples (ARAÚJO, 2008).

A pesquisa quanto ao tratamento do LCCV foi realizada em duas etapas. A primeira destinou-se a obter dados sobre a biodegradabilidade do LCCV, bem como seus efeitos tóxicos e inibidores na atividade metanogênica. A segunda etapa destinou-se à implementação e operação de um reator anaeróbio de manta de lodo e fluxo ascendente (UASB) em escala de laboratório. Esta segunda etapa é dividida em 3 fases: (i) construção do reator, (ii) adaptação da biomassa, (iii) operação em estado estacionário com otimização de parâmetros operacionais.

A.2.4 Estudo da Biodegradabilidade do Efluente

Os testes de biodegradabilidade anaeróbia do LCCV seguiram os procedimentos descritos nos protocolos do laboratório da Universidade de Wageningen (LEITÃO, 2004). Lodo anaeróbio em quantidade equivalente a 2 g/L de sólidos totais, usado como inóculo, adicionando-se o LCCV em quantidade equivalente a 1 gDQO/L e completando-se o processo com uma solução de nutrientes, elementos traço e solução tampão Chaggu (2004). Sob condições controladas de temperatura os sólidos voláteis totais do lodo são determinados, e posteriormente utilizando-se o lodo é avaliada a produção de metano.

A.2.5 Implementação e Operação de Reatores Anaeróbios de Manta de Lodo

Os experimentos em escala de laboratório foram realizados em um reator UASB, contendo um separador de fases em forma de "Y", como descrito em Leitão (2004). O reator é equipado com agitador de baixíssima rotação, integrando-o a um sistema composto também por medidor de gás, bombas de alimentação e recirculação, além de um sistema de controle de temperatura para adequação do afluente e do efluente.

A.2.5.1 Biomassa

O reator é inoculado com lodo obtido de um reator UASB que opera tratando efluente de uma usina de álcool localizada em Pernambuco (no Estado do Ceará não há reatores UASB operando com efluentes industriais de alta carga). O lodo anaeróbio granular desse reator possui concentração de aproximadamente 70 gSSV/L, e atividade metanogênica específica de aproximadamente 0,9 kgDQO/kgSSV.dia. O efluente é basicamente vinhoto, constituído principalmente de ácidos graxos voláteis (AGV).

A.2.5.2 Operação do Reator UASB

Para operação do reator foi necessária a adaptação do lodo granular para um melhor desempenho e melhor estabilidade operacional. Operando-se o reator inicialmente com o efluente da usina de álcool até apresentar sinais de estabilidade, inicia-se a mudança gradativa do afluente substituindo-se o vinhoto pelo LCCV, até a completa eliminação do vinhoto.

Após a substituição completa do vinhoto pelo LCCV, e a partir da estabilização dos valores de eficiência, AGV, pH, alcalinidade, vazão e composição de gás, etc., são avaliadas segundo método descrito em Cavalcanti (2003) e Leitão (2004).

A.2.5.3 Monitoramento

O afluente e o efluente são armazenados em um reservatório refrigerado, monitorando-se: DQO afluente e efluente, pH e alcalinidade, a vazão de gás; vazão afluente, e durante o estado estacionário; a evolução do lodo (perfil de concentração e atividade metanogênica).

A.2.6 Resultados do Reator UASB

O reator UASB apresentou boa estabilidade operacional, considerando um aumento de quase 5 vezes na COV, com eficiências de remoção de DQO quase sempre acima de 80%. A produção de biogás é um forte indicador do desempenho de um reator anaeróbio

(ARAÚJO, 2008). A Tabela A.2 apresenta as características do biogás proveniente do reator de digestão anaeróbia.

Tabela A.2 - Amostragem da Composição do Biogás do LCCV

Espécie	Amostra 1	Amostra 2
CH ₄	74.10%	74.00%
CO ₂	21.60%	18.20%
N ₂	3.90%	4.20%
ISO-C ₄	0.40%	0.30%

A composição do biogás produzido pelo reator UASB durante a pesquisa apresentou características similares com os observados em variados sistemas anaeróbios tratando os mais diversos efluentes. Para maiores detalhes a respeito, os trabalhos de Araújo (2008) e Freitas Neto (2007) podem ser consultados.

Os principais dados utilizados para o cálculo do balanço foram:

Porcentagem de CH₄ = 75%, $Y = 0,21 \text{ kgDQO}_{\text{lodo}}/\text{kgDQO}_{\text{aplicada}}$, Temperatura de 27°C, Atmosfera = 1atm, $\text{DQO CH}_4 = 0,35 \text{ L CH}_4/\text{g DQO}_{\text{removida}}$, conversão lodo em DQO de 1,4 g DQO/ g SV.

A.2.7 Combustão do Biogás do UASB

Após montagem e teste da caldeira superadiabática, realizados em paralelo com os estudos e desenvolvimento do sistema de tratamento do LCCV com o reator UASB, sob condições controladas e com possibilidade de manter um regime estacionário com uma qualidade regular do biogás produzido, o reator será então submetido à operação desse gás para atender ao objetivo do projeto. Até essa fase, todo o trabalho de desenvolvimento da caldeira – que também é inédito no país – será conduzido com a utilização do metano técnico para os ensaios e controle de processo de combustão.

Apêndice B - Anexos

B.1 Lista de Instrumentos

B.1.1 Analisador de Gases

Marca *Eurotron Spa.*, modelo *Unigas 3000+*. O analisador pode fazer leituras de NO com faixas de 0 até 4000 ppm, enquanto que NO₂, até 1000 ppm. Já as leituras de CO podem ser feitas com uma faixa de 0 a 20000 ppm. A resolução que o equipamento é capaz de ler é de 1 ppm para as espécies citadas. O tempo de resposta varia de 40 a 80 segundos. Os sensores do analisador são do tipo eletroquímico.

B.1.2 Manômetro Coluna em “U”

Marca *Dwyer Instruments*. Régua com leitura de pressão relativa de 0 a 1000 mmH₂O. O líquido do manômetro de coluna é de coloração esverdeada (Tetradecil-sulfato de sódio).

B.1.3 Manômetros de Bourbon

- i) Marca JBF – escala de 0 a 16 bar;
- ii) Marca Famabras – escala de 0 a 28 bar;
- iii) Marca JBF – escala de 14 bar.

Todos os manômetros utilizados não são glicerinados.

B.1.4 Sensor de Vazão

Tipo “Palheta”. Marca *Kobold*, modelo *DPL-1005*. Entrada e saída: rosca de ½” NPT. Faixa de operação: 0,4 a 8,0 GPH. Frequência nominal na vazão máxima: 272 Hz. Pressão máxima de 145 PSIG. Temperatura máxima de 160°F. Carcaça em plástico Polipropileno.

Condicionador de sinais frequência para corrente: marca *Kobold*, modelo *SCI-121*.
 Converte sinais de frequência para sinais de corrente numa faixa de 4 mA até 20 mA.

B.1.5 Condicionador de Sinais

Marca *National Instruments*, modelo *cpf2020*. Memória de 32MB. Comporta até 8 módulos. No presente equipamento estão instalados 3 módulos:

Dois desses módulos são da marca *National Instruments*, modelo *cFP-TC-120*. Esse modelo opera com sinais de corrente na faixa de 0 a 20 mA (escala de temperatura de 273K a 2473K). O *cFP-TC-120* suporta um total de 8 sensores de temperatura.

O outro módulo é da marca *National Instruments*, modelo *cFP-AI-110*. Comporta um total de 8 sensores de corrente.

O sistema de condicionamento de sinais é alimentado por uma fonte transformadora de corrente alternada para corrente contínua (AC/DC), modelo Phoenix Contact 24 VDC.

B.2 Análises Realizadas

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 05:25

Fuel : Gas Natural

O2      : 17.1 %
CO2     : 2.1 %
CO      : 0 PPM
NO      : 0 PPM
NOx     : 0 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 30.1 °C
Air Temp.: 28.7 °C
Diff. Temp.: 1.4 °C
Eff. Net : 99.7 %
Loss. Net : 0.3 %
Exc. air λ: 4.96

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 2 PPM
SO2      : 1 PPM
  
```

$\Phi = 0,50 \text{ v}_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 05:38

Fuel : Gas Natural

O2      : 14.6 %
CO2     : 3.5 %
CO      : 0 PPM
NO      : 4 PPM
NOx     : 4 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 29.8 °C
Air Temp.: 28.5 °C
Diff. Temp.: 1.3 °C
Eff. Net : 99.8 %
Loss. Net : 0.2 %
Exc. air λ: 3.06

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 14 PPM
SO2      : 1 PPM
  
```

$\Phi = 0,70 \text{ v}_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$

Figura B.1 - Análise de gases $v_{gf} = 0,20 \text{ m/s}$ – Metano.

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 04:59

Fuel : Gas Natural

O2      : 18.5 %
CO2     : 1.4 %
CO      : 0 PPM
NO      : 0 PPM
NOx     : 0 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 33.4 °C
Air Temp.: 29.2 °C
Diff. Temp.: 4.2 °C
Eff. Net : 98.9 %
Loss. Net : 1.1 %
Exc. air λ: 7.60

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 2 PPM
SO2     : 2 PPM

```

$\Phi = 0,30$ $v_{gf} = 0,30$ m/s

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 04:42

Fuel : Gas Natural

O2      : 16.1 %
CO2     : 2.7 %
CO      : 1 PPM
NO      : 1 PPM
NOx     : 1 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 35.8 °C
Air Temp.: 29.4 °C
Diff. Temp.: 6.4 °C
Eff. Net : 99.1 %
Loss. Net : 1.0 %
Exc. air λ: 3.92

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 5 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 5 PPM
SO2     : 1 PPM

```

$\Phi = 0,50$ $v_{gf} = 0,30$ m/s

Figura B.2 - Análise de gases $v_{gf} = 0,30$ m/s – Metano.

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 07:41

Fuel : Gas Natural

O2      : 18.8 %
CO2     : 1.2 %
CO      : 0 PPM
NO      : 0 PPM
NOx     : 0 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 29.1 °C
Air Temp.: 28.0 °C
Diff. Temp.: 1.1 °C
Eff. Net : 99.7 %
Loss. Net : 0.3 %
Exc. air λ: 8.80

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 2 PPM
SO2     : 4 PPM

```

$\Phi = 0,30$ $v_{gf} = 0,20$ m/s

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 08:08

Fuel : Gas Natural

O2      : 16.8 %
CO2     : 2.3 %
CO      : 0 PPM
NO      : 0 PPM
NOx     : 0 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 28.0 °C
Air Temp.: 28.3 °C
Diff. Temp.: -0.3 °C
Eff. Net : -----
Loss. Net : -----
Exc. air λ: 4.81

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 2 PPM
SO2     : 2 PPM

```

$\Phi = 0,60$ $v_{gf} = 0,20$ m/s

Figura B.3 - Análise de gases $v_{gf} = 0,20$ m/s – Biogás.

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 06:40

Fuel : Gas Natural

O2      : 17.0 %
CO2     : 2.2 %
CO      : 0 PPM
NO      : 0 PPM
NOx     : 0 PPM
SO2     : 0 PPM
Gas Temp.: 34.8 °C
Air Temp.: 28.5 °C
Diff. Temp.: 6.3 °C
Eff. Net : 98.9 %
Loss. Net : 1.1 %
Exc. air λ: 4.80

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 2 PPM
SO2      : 2 PPM

```

$\Phi = 0,70$ $v_{gf} = 0,30$ m/s

```

ANALISE DE GASES

UniGas 3000+
Serial number 109967

Date: 03/01/2009
Time: 06:19

Fuel : Gas Natural

O2      : 14.3 %
CO2     : 3.7 %
CO      : 0 PPM
NO      : 5 PPM
NOx     : 5 PPM
SO2     : 1 PPM
Gas Temp.: 34.7 °C
Air Temp.: 28.9 °C
Diff. Temp.: 5.8 °C
Eff. Net : 99.3 %
Loss. Net : 0.7 %
Exc. air λ: 2.92

Ref. %O2 : 0.0 %
CO       : 0 PPM
Ref. %O2 : 0.0 %
NO       : 15 PPM
SO2      : 2 PPM

```

$\Phi = 0,90$ $v_{gf} = 0,30$ m/s

Figura B.4 - Análise de gases $v_{gf} = 0,30$ m/s – Biogás.

B.2 Fotos de Componentes



Figura B.5 - Flange inferior.



Figura B.6 - Trocadores de calor (esquerda) e Tubo de quartzo (direita).



Figura B.7 - Flanges.



Figura B.8 - Tubo cerâmico que comporta os termopares tipo "S" – detalhe.



Figura B.9 - Reator sem carcaça (esquerda) e Reator com carcaça (direita).

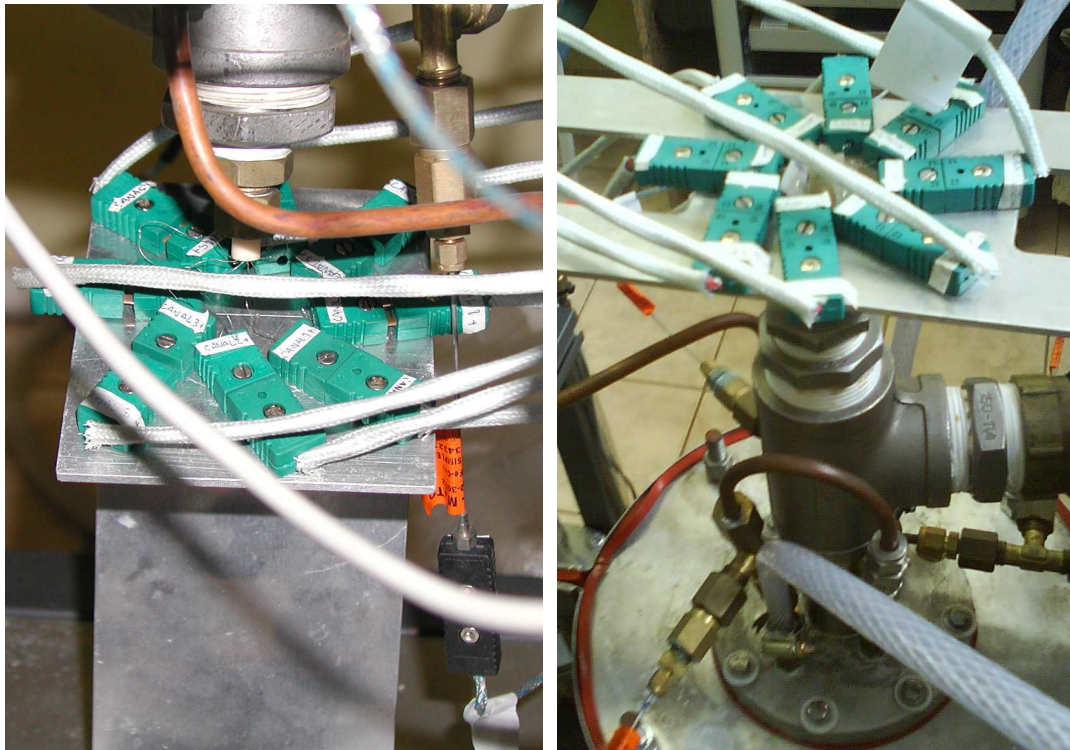


Figura B.10 - Detalhe dos conectores tipo "S" inferiores (esquerda) e superiores (direita).

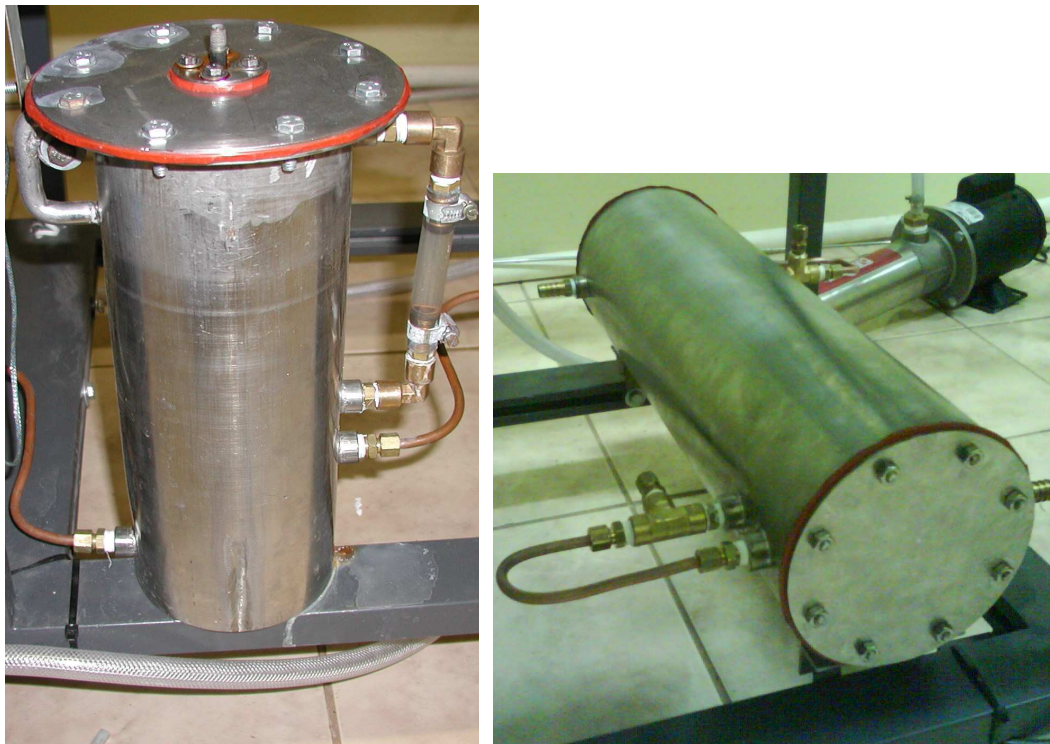


Figura B.11 - Desbolhador (esquerda) e Condensador (direita).

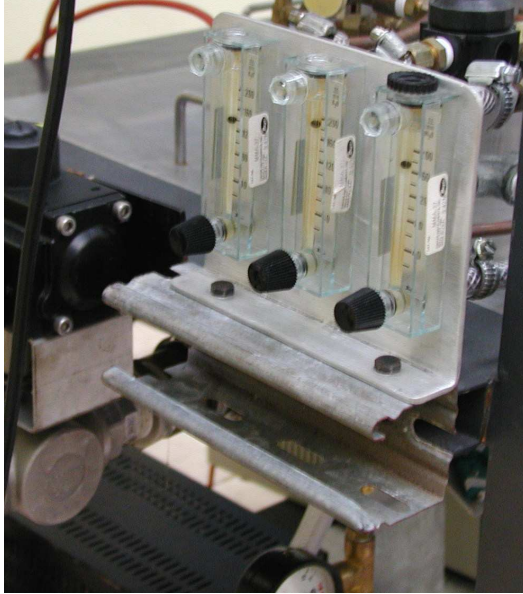


Figura B.12 - Rotômetros de água (esquerda) e Fonte do sistema de aquisição (direita).

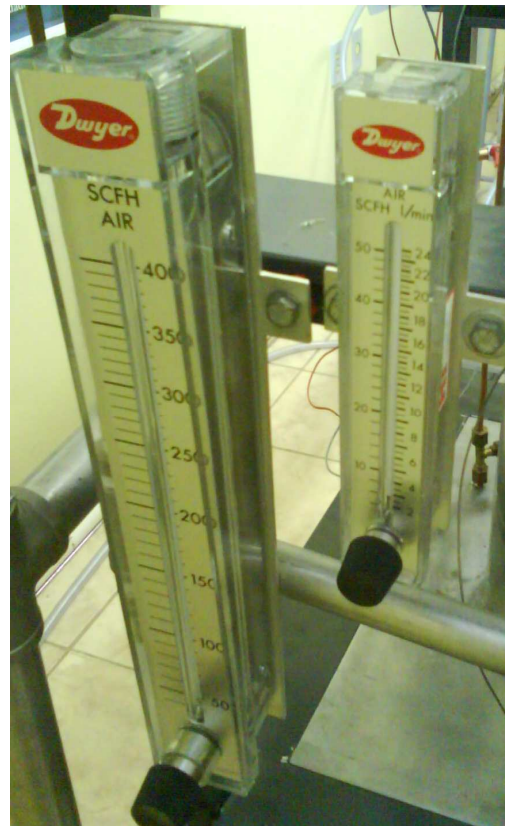
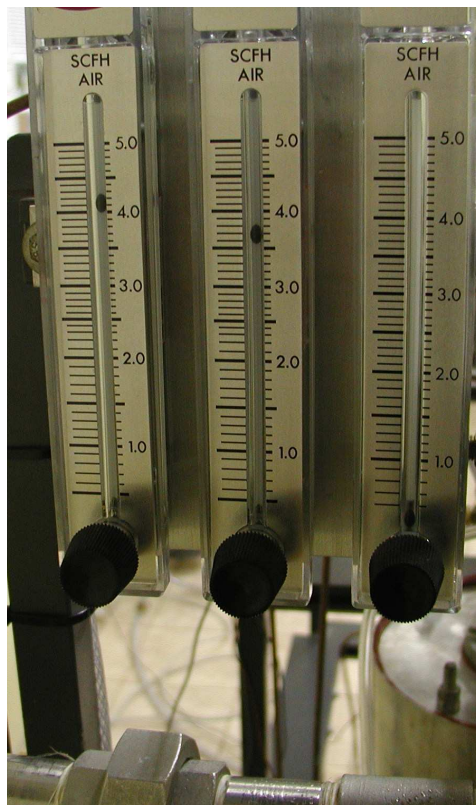


Figura B.13 - Rotômetros de gás (esquerda) e Rotômetros de ar (direita).

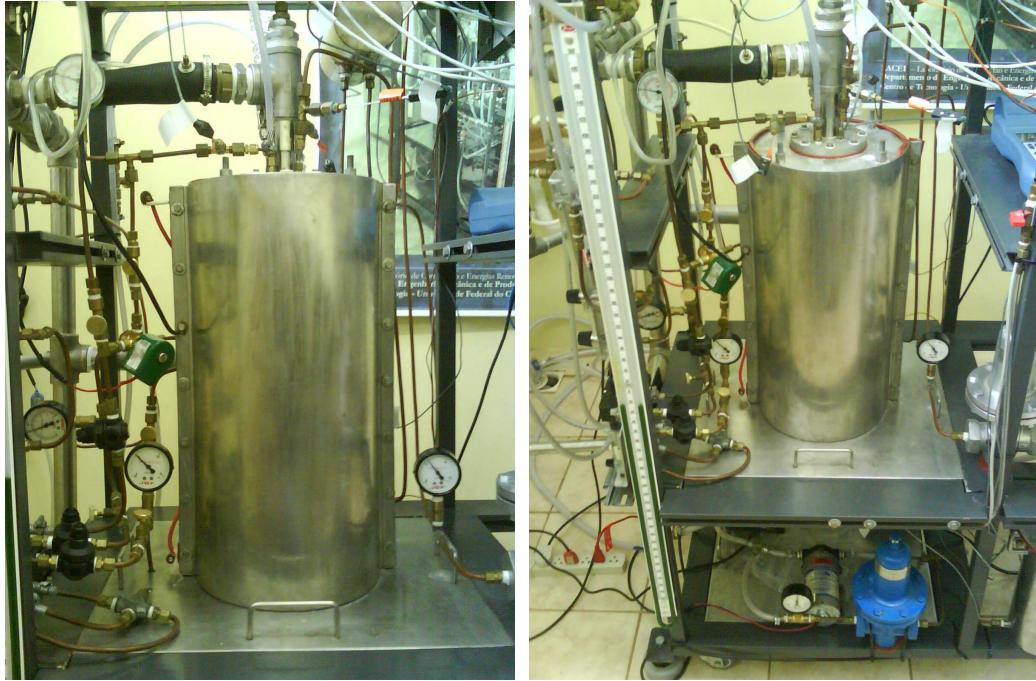


Figura B.14 - Caldeira – frente (esquerda) e Caldeira – vista geral (direita).



Figura B.15 - Vista geral da bancada.