

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA ESTABILIZAÇÃO DE CHAMA EM QUEIMADOR POROSO
RADIANTE NÃO ADIABÁTICO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ROBERTO WOLF FRANCISCO JÚNIOR

Florianópolis, fevereiro de 2008

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA ESTABILIZAÇÃO DE CHAMA EM QUEIMADOR POROSO
RADIANTE NÃO ADIABÁTICO**

ROBERTO WOLF FRANCISCO JÚNIOR

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

AMIR ANTÔNIO MARTINS DE OLIVEIRA JÚNIOR - Orientador

FERNANDO CABRAL – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Edson Bazzo - Presidente

Vicente de Paulo Nicolau

Jader Riso Barbosa Junior

*"O pessimista se queixa do vento,
o otimista espera que ele mude,
o realista ajusta as velas do barco..."*

William George Ward

Aos meus pais, minha irmã e meus afilhados.

AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente aos meus pais Marlene e Roberto e à minha irmã Michele pelo apoio e incentivo durante todos estes anos.

Ao professor Amir A. M. de Oliveira pela orientação, disposição e amizade.

Ao amigo Fernando M. Pereira que se dispôs a inúmeras discussões, enriquecendo muito o conteúdo desta dissertação e que, portanto, o considero como coorientador deste trabalho.

À minha amiga e companheira de mestrado Bianca, por todos os cafês e conversas que proporcionaram momentos agradáveis e de muitas risadas.

A todos os amigos presentes nas alegrias e tristezas, que sempre me ajudaram e ouviram, mas em especial Simone, Adriana, Maurice, Márcio, Deivis, Paulo, Rafaela, Raphael e Rosa.

Aos companheiros de laboratório pelo ambiente de trabalho e cooperação. Particularmente aos amigos Ana, Catapan, William, Moser, Lourival, Janilson, Renzo, Luiz, Paulo, Cirilo, Fabio, Leonel, Matelli e Tales.

Aos alunos Márcio Alexandre Laranjeira e Alexandre Guedes de Araújo, ao técnico de laboratório Edevaldo e ao Labtermo, pela inestimável ajuda na construção do protótipo e montagem da bancada para medição e controle da vazão de água. Ao aluno de iniciação científica Guilherme Brisot pela ajuda na montagem do experimento e condução dos testes. Ao técnico de informática Marcos Longo pelo imediato auxílio sempre que necessário.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudos concedida.

SUMÁRIO

Sumário	vi
Lista de figuras	viii
Lista de tabelas	xi
Simbologia	xii
Alfabeto latino	xii
Alfabeto grego	xiii
Sub-índices	xiv
Resumo	xv
Abstract	xvi
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Apresentação	1
1.2. Objetivos	5
1.3. Organização da dissertação	6
CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1. Fundamentos e definições	7
2.1.1. Reação global e estequiometria	7
2.1.2. Razão de equivalência	8
2.1.3. Velocidade de chama	8
2.1.4. Velocidade de chama plana laminar	9
2.1.5. Limites de inflamabilidade	11
2.1.6. Limites de estabilidade de chama	13
2.1.7. Eficiência de aquecimento	15
2.1.8. Emissão de poluentes	16
2.1.9. Quantificação das emissões	18
2.2. Recirculação de calor em sistemas de combustão	19
2.3. Combustão em meios porosos	22
2.4. Trabalhos relativos ao tema	25
2.5. Efeitos da Perda de Calor Lateral no Queimador Poroso	26
2.6. Materiais	29
2.7. Presente contribuição	31
CAPÍTULO 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL	32
3.1. Bancada de testes	32
3.1.1. Concepção básica do queimador	34
3.1.2. Sistemas de suprimento de ar, gás combustível e água	35
3.1.3. Medição de temperatura	37
3.1.4. Medição de concentração de gases	38
3.2. Metodologia	39
3.3. Resultados experimentais	41
3.3.1. Diagrama de operação	41
3.3.2. Influência da variação do fluxo de água	42
3.3.3. Posição da frente de chama	44
3.3.4. Diferença de temperatura radial no meio poroso	46
3.3.5. Variação da temperatura da água	48
3.3.6. Potências dissipada, perdida e aproveitada	49
3.3.7. Eficiência térmica	51
3.3.8. Emissões de poluentes	53
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE NUMÉRICA	56

4.1.	Modelamento da combustão em meios porosos	56
4.1.1.	Formulação	57
4.1.2.	Propriedades termofísicas	61
4.1.3.	Modelamento da velocidade de chama	63
4.2.	Solução numérica do sistema de equações	65
4.3.	Resultados obtidos para um caso típico	66
4.3.1.	Determinação da estabilidade de chama	67
4.3.2.	Diagrama de operação.....	69
4.3.3.	Distribuição de temperatura axial nas fases sólida e gasosa.....	70
4.3.4.	Eficiência térmica	73
4.3.5.	Influência da variação do fluxo de água	75
4.3.6.	Variação da temperatura da água	76
4.3.7.	Potências dissipada, perdida e aproveitada.....	77
4.4.	Análise da variação dos parâmetros geométricos	78
4.4.1.	Efeito sobre a faixa de operação	78
4.4.2.	Efeito sobre o gradiente de temperatura no meio poroso	79
4.4.3.	Efeito sobre a eficiência térmica.....	81
4.5.	Conclusões finais	85
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES		87
5.1.	Conclusões	87
5.2.	Sugestões para trabalhos futuros.....	89
REFERÊNCIAS.....		90
Apêndice A – Fotos da bancada experimental.....		94
Apêndice B – Curvas de calibração dos medidores de vazão.....		95
Apêndice C – Análise de propagação de erros		97
Apêndice D – Medições da concentração das espécies químicas gasosas.....		101

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Combustão em um meio poroso (Pereira, 2002).....	3
Figura 2.1. Representação esquemática dos perfis de concentração de combustível (Y_c) e temperaturas dos reagentes.	10
Figura 2.2. Efeitos da temperatura nos limites de inflamabilidade (Bjerketvedt et al., 1997).	13
Figura 2.3. Comparação entre as velocidades médias de escoamento que resultam em chamas estacionárias obtidas em um meio poroso e aquelas obtidas para uma chama livre laminar (Pereira, 2002).	15
Figura 2.4. Representação esquemática da variação da entalpia a pressão constante. A linha cheia representa a variação de entalpia com recirculação de calor e a linha pontilhada sem a recirculação de calor (Catapan, 2007).....	20
Figura 2.5. Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos, sendo: u_{ch} – velocidade de chama; q_r – fluxo de calor radiante; q_k – fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido, q_u – fluxo de calor convectivo, RP – Região de Pré-aquecimento e REC – Região de Estabilização de Chama.	23
Figura 2.6. Representação esquemática dos perfis de concentração de combustível (Y_c) e temperaturas das fases sólida (T_s) e gasosa (T_g) para dois queimadores porosos: (a) infinito e (b) finito (sujeito à perda de calor na fronteira de saída).....	24
Figura 2.7. Desenho esquemático do queimador poroso isolado lateralmente testado por Pereira (2002).	27
Figura 2.8. Diagrama de operação do queimador testado por Pereira (2002).	27
Figura 2.9. Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando em um ambiente confinado a 500°C (Catapan, 2007).....	28
Figura 2.10. Desenho esquemático do queimador construído por Trimis e Durst (1996).....	29
Figura 2.11. Espumas cerâmicas e fibras metálicas utilizadas em queimadores porosos, sendo: (a) carbetto de silício, (b) alumina, (c) fibra metálica (FeCrAlloy) e (d) zircônia.	30
Figura 3.1. Desenho esquemático da bancada de testes utilizada nos experimentos.....	32
Figura 3.2. Concepção básica do queimador poroso com trocador de calor integrado utilizado nos experimentos.....	34
Figura 3.3. Espumas cerâmicas de zircônia-alumina testadas: (a) 40 ppi e 86% de porosidade; (b) 10 ppi e 90 % de porosidade.	35
Figura 3.4. Queimador poroso integrado com um trocador de calor utilizado nos experimentos.	35
Figura 3.5. Configuração do aquecedor empregado nos testes.....	38
Figura 3.6. Desenho esquemático da sonda refrigerada utilizada para medição da composição dos gases de combustão.	39
Figura 3.7. Diagrama de estabilidade formado pela velocidade média do escoamento em função da razão de equivalência.	42

Figura 3.8. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\phi=0,58$).	43
Figura 3.9. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\phi=0,66$).	43
Figura 3.10. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\phi=0,70$).	44
Figura 3.11. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\phi=0,58$).	45
Figura 3.12. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\phi=0,66$).	45
Figure 3.13. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\phi=0,70$).	46
Figura 3.14. Variação do acréscimo de temperatura da água em função do aumento da velocidade média do escoamento, com vazão de 2.7 lpm de água.	48
Figura 3.15. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,58.	49
Figura 3.16. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,66.	50
Figura 3.17. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,70.	50
Figura 3.18. Faixa de incerteza de medição para a energia térmica gerada.	51
Figura 3.19. Eficiência do aquecedor em função da velocidade média do escoamento.	51
Figura 3.20. Eficiência térmica do aquecedor testado por Delalic et al. (2004).	52
Figura 3.21. Índice de emissão de CO em função da velocidade média do escoamento para razões de equivalência entre 0,62 e 0,70.	53
Figura 3.22. Índice de emissão dos hidrocarbonetos em função da velocidade média do escoamento para razões de equivalência entre 0,62 e 0,70.	54
Figura 4.1. Desenho esquemático do aquecedor com meio poroso ilustrando os fluxos de energia considerados no modelo numérico.	56
Figura 4.2. Variação da velocidade da frente de chama em função da posição axial na qual a frente de combustão é fixada, para uma razão de equivalência de 0,8 e velocidade média do escoamento de 36 cm/s.	68
Figura 4.3. Diagrama de operação para um queimador com 68 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento (Configuração 01).	69
Figura 4.4. Distribuições de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função da coordenada axial ao longo do queimador, para a razão de equivalência de 0,8 e velocidade de chama de 40,45 cm/s.	70

Figura 4.5. Perfis de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função do comprimento do queimador, para a razão de equivalência de 0,8 e velocidade de 24 cm/s.	71
Figura 4.6. Distribuições de temperatura na fase gasosa na direção radial para três posições axiais, $x = 1,5$ mm; $x = 17,5$ mm e $x = 48,5$ mm. A referência é o centro do meio poroso.	72
Figura 4.7. Distribuições de temperatura na fase sólida na direção radial para três posições axiais, $x = 1,5$ mm; $x = 17,5$ mm e $x = 48,5$ mm. A referência é o centro do meio poroso.	72
Figura 4.8. Curvas de eficiência térmica em função da velocidade de chama para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.	73
Figura 4.9. Distribuições de temperaturas na base do queimador e de reação química no meio poroso, em função da posição da frente de chama para um razão de equivalência de 0,8.	74
Figura 4.10. Variação da temperatura da água em função do aumento da velocidade de chama para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.	77
Figura 4.11. Energias consumida (S_r), aproveitada (Q_{ag}) e perdida (Q_{gs}), em função da velocidade de chama para uma razão de equivalência de 0,8.	77
Figura 4.12. Efeito da variação dos parâmetros geométricos na faixa de operação do queimador para uma razão de equivalência de 0,9.	79
Figura 4.13. Diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) em função da coordenada axial para a Configuração 3, com razões de equivalência 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 50 cm/s, respectivamente.	80
Figura 4.14. Diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) em função da coordenada axial para a Configuração 5, com razões de equivalência 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 45 cm/s, respectivamente.	81
Figura 4.15. Análise da variação da eficiência térmica em função dos diferentes comprimentos de queimadores, para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.	82
Figura 4.16. Análise da variação da eficiência térmica em função dos diferentes diâmetros de queimadores, para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.	83
Figura 4.17. Eficiência térmica em função da velocidade de chama para todas as configurações geométricas avaliadas, com uma razão de equivalência de 0,8.	83
Figura 4.18. Eficiência térmica em função da potência total para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.	84
Figura 4.19. Eficiência térmica em função da potência térmica transferida para a água, para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis em ar e a velocidade de chama laminar estequiométrica a 1 atm e 298 K (Glassman, 1996).....	12
Tabela 2.2. Propriedades de alguns materiais utilizados em queimadores porosos.....	31
Tabela 3.1. Descrição dos principais componentes da bancada de testes.....	33
Tabela 3.2. Faixa de operação e incerteza para o analisador de gases.....	39
Tabela 3.3. Incertezas de medição máximas das variáveis de interesse.	40
Tabela 3.4. Composição do gás natural fornecida pela empresa distribuidora (SCGÁS).	41
Tabela 3.5. Temperatura medida no meio poroso em função da posição radial, para os termopares posicionados entre 2 e 15 cm da superfície de entrada do queimador. A condição de operação corresponde a $\varnothing=0,62$ e $u_g=20$ cm/s.....	47
Tabela 3.6. Temperatura medida no meio poroso em função da posição radial, para os termopares posicionados entre 2 e 15 cm da superfície de entrada do queimador. A condição de operação corresponde a $\varnothing=0,70$ e $u_g=30$ cm/s.....	47
Tabela 4.1. Propriedades utilizadas no modelo numérico.	67
Tabela 4.2. Máxima variação de temperatura obtida no centro e na parede do meio poroso devido ao aumento do fluxo de água de 2,7 para 4,8 lpm, para as razões de equivalência de 0,7 e 0,9.....	76
Tabela 4.3. Configurações utilizadas no modelo numérico.....	78

SIMBOLOGIA

Alfabeto latino

A_0 – constante de cinética química	[kg/m ³ -s]
c_p - calor específico à pressão constante	[J/kg.°C]
d - diâmetro	[m]
D – difusividade mássica	[m ² /s]
D_m^d – dispersão hidrodinâmica mássica	[m ² /s]
D_{xx}^d – dispersão hidrodinâmica térmica	[m ² /s]
d_{lp} – densidade linear do meio poroso	
e – porosidade volumétrica	
f – razão combustível / ar	
f_a – fator de atrito	
GN – gás natural	
GNV – gás natural veicular	
h – coeficiente de convecção	[W/m ² -K]
Hi – entalpia inicial dos reagentes	
IE – índice de emissão	[kg/kg]
k – condutividade térmica	[W/m-K]
L – comprimento	m
LE – limite de estabilidade de chama	
LIE – limite inferior de estabilidade de chama	
LII – limite inferior de inflamabilidade	
lpm - litros por minuto [1 lpm = 1,67x10 ⁻⁵ m ³ /s]	
LSE – limite superior de estabilidade de chama	
LSI – limite superior de inflamabilidade	
m - massa	[kg]
\dot{m} - vazão mássica	[kg/s]
MW - massa molar	[kg/kmol]
n – concentração molar	[kmol/m ³]
N_u – número de Nusselt	
PCI – poder calorífico inferior do combustível	[kJ/kg]
ppi – densidade de poros por polegada linear	

ppm - partes por milhão [em volume]	
Pr – número de Prandtl	
q – fluxo de energia	[W/m ²]
\dot{Q} - taxa de transferência de calor	[W]
R_c – raio da câmara de combustão	m
Re – número de Reynolds	
REC – região de estabilização de chama	
R_g – constante universal dos gases	[J/kmol-K]
RP – região de pré-aquecimento	
S_{gs} – área específica da interface entre o sólido e o gás	[m ² /m ³]
\dot{S}_r – taxa de liberação de energia térmica na reação de combustão	[W]
T - temperatura	[°C]
u - velocidade	[m/s]
\dot{V} – vazão volumétrica	[m ³ /s]
w_r – taxa de reação	[kg/m ³ -s]
X – fração molar	[kmol/kmol]
x – número de moles de carbono em um mol de combustível	[kmol/kmol]
X – posição axial da frente de chama	[m]
Y – concentração mássica	[kg/m ³]
Ze – número de Zeldovich	

Alfabeto grego

α – difusividade térmica	[m ² /s]
σ - constante de <i>Stefan-Boltzmann</i>	[W/m ² .K ⁴]
ε - emissividade	
ΔE_a – energia de ativação	[J/kmol]
$\Delta h_{r,c}$ – calor de reação do combustível	[J/kg]
\emptyset - razão de equivalência	
ρ – massa específica	[kg/m ³]
τ - tortuosidade	
η_{aq} - eficiência do aquecedor	[%]

Sub-índices

0 – referente a um condição inicial

ad - adiabático

ag - água

aq - aquecedor

c – combustível / câmara de combustão

ch – referente à chama

Dh – diâmetro hidráulico

ef - efetivo

g – fase gás / referente ao escoamento

gs – gases

i – componente

ig - ignição

k – condução

L – referente a um comprimento característico

m - média

o - oxidante

p – poro / parede metálica

r – radiação / reação / reagentes

rec – recirculação de calor

ref - referência

s – estequiométrico / sólido

t - total

u – convecção

v - volumétrico

RESUMO

Neste trabalho, analisa-se a utilização de um meio poroso simultaneamente como câmara de combustão e trocador de calor para uma fase líquida. Este conceito permite o desenvolvimento de um aquecedor de água de passagem de alta eficiência térmica. Além de mais compacto, este aquecedor resulta em grande faixa de regulagem de potência a fim de permitir economia de energia e segurança na sua utilização. Este trabalho se divide em duas etapas. Inicialmente, apresenta-se um experimento e analisa-se os resultados obtidos para a combustão em um meio poroso com perda de calor lateral (queimadores não adiabáticos). O material poroso utilizado no experimento foram cerâmicas de zircônia-alumina. O combustível testado foi o gás natural. Então, desenvolve-se um modelo numérico de um aquecedor de água de passagem com queimador poroso, onde foram avaliados parâmetros dimensionais e de operação, com o objetivo de otimizar o protótipo testado. Neste modelo a combustão em meios porosos inertes foi investigada através de uma simulação numérica, bidimensional (axissimétrica) em volumes finitos, utilizando um modelo global para a taxa de reação no interior do meio poroso. Os resultados são comparados com as medições e uma boa reprodução dos dados experimentais é obtida. Os resultados experimentais apontam para uma eficiência de até 75% para baixas potências de operação em razões de equivalência de 0,57 a 0,71. A máxima potência obtida para uma chama estável foi de 11 kW e a máxima energia térmica transferida para a água quente foi de 4,2 kW. O modelo numérico demonstrou que é possível obter um aquecedor mais eficiente reduzindo-se o diâmetro da câmara de combustão e aumentando o seu comprimento. Desta forma pode-se ampliar a área de troca de calor com a água e reduzir a potência específica (potência por área) utilizada para aquecer a água.

Palavras chave: combustão, queimador radiante, meio poroso, estabilidade de chama, aquecedor de passagem, gás natural, trocador de calor.

ABSTRACT

Here, we present an experimental study of the combustion in an inert porous media with significant radial heat loss. This work is divided in two parts. Initially, an experiment is set up consisting of a cylindrical porous burner with an integrated annular water heat exchanger. The objective of the experiment is to evaluate the influence of a radial heat loss on the flame stability of the porous burner. The configuration used allows the volumetric heat transfer by conduction and radiation from the solid matrix to the heat exchanger. This heat loss by conduction and intramedium radiation across the flame stability region allows the operation at higher power without exceeding the temperature limit of the porous medium. Because the focus was on the porous burner, no steps were taken to use the remaining thermal energy leaving the porous medium with the hot combustion gases. The fuel used was compressed natural gas. The fuel equivalence ratio was varied between 0.57 and 0.71. The efficiency varied between 20 and 76%, depending on the operation point, generating thermal energies to heat the water up to 4.2 kW. The maximum power reached for a steady flame was 11 kW. CO emissions remained low for most of the conditions tested. Then, a two-dimensional, axisymmetric numerical model is developed to study the effect of the burner parameters on the burner efficiency. It is shown that longer and smaller diameter burners result in higher efficiency. This leads to a possible optimization of the system.

Keywords: combustion, porous medium, heat transfer, water heater, natural gas.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

A utilização de gás natural no setor industrial é uma realidade em diversas partes do país dadas as suas vantagens econômicas, ambientais e operacionais. Segundo o Balanço Energético Nacional de 2007 (BEN, 2007), que reporta os dados referentes a 2006, o setor industrial foi responsável por 56,5% do consumo energético de gás natural (exclui-se o uso de gás natural como matéria prima para transformação), o que equivale a cerca de 7% das necessidades de energia térmica nas indústrias. Entre as empresas que utilizam gás natural como insumo energético destacam-se as indústrias químicas, de metais, cerâmicas, alimentos, bebidas, papel, celulose e têxtil. Em algumas destas empresas, o gás natural tem grande importância na substituição de potência elétrica na geração de calor de processo. O uso de gás natural ainda permite suficiente controle do processo quando comparado ao uso de aquecimento elétrico e permite uma grande redução da emissão de poluentes quando comparado com outros combustíveis, além de outras vantagens operacionais, como fornecimento contínuo, facilidade de distribuição, etc.

Os setores comercial e doméstico, por outro lado, são os que mais lentamente têm reagido ao uso do gás natural como insumo energético. Segundo dados de 2006, a soma dos consumos de gás natural nos setores residencial, comercial e público atinge somente 3,9% do consumo total de gás natural no país. A maior parte deste consumo concentra-se no Rio de Janeiro e em São Paulo, porque as empresas distribuidoras de gás CEG (Rio de Janeiro) e COMGÁS (São Paulo) foram historicamente pioneiras no Brasil na distribuição de gás natural canalizado. Em outros estados, a distribuição de gás natural para finalidades comercial e residencial está apenas iniciando. Este aparente descompasso entre a utilização industrial e a residencial se deve basicamente à relação entre investimento e volume consumido, que é muito mais desfavorável para os setores residencial e comercial, quando comparado com o setor industrial.

A vantagem estratégica do uso residencial e comercial do gás natural pode, no entanto, ser analisada de outra forma. Segundo o Balanço Energético Nacional de 2007 (BEN, 2007) o consumo residencial de energia corresponde a 11,7% do consumo total de energia no país. As principais fontes energéticas residenciais são a lenha (38%), a eletricidade (32%) e o gás liquefeito de petróleo (27%). Com menor participação aparece o carvão (2%) e o gás natural (1%). A contribuição de outras formas de energia é marginal.

Com relação ao uso de eletricidade, os setores residencial e comercial respondem por 36% do uso de eletricidade no país. Apesar das indústrias serem responsáveis pela maior parcela do consumo de energia elétrica no Brasil (47%), as residências respondem pelo pico de carga do sistema integrado. Dados do Balanço Energético Nacional mostram que, de 2000 a 2006, o consumo total de eletricidade no país teve um aumento de 17,6%. Durante este mesmo período, o consumo residencial cresceu apenas 2,7% enquanto que o consumo no setor industrial, por exemplo, cresceu 25%. Este crescimento menor no setor residencial, considerando que a população tem aumentado continuamente e uma maior área do país encontra-se eletrificada, é provavelmente fruto das campanhas por economia e eficiência energéticas lançadas a partir de 2000, o que incluem o maior uso de outras fontes de energia para as aplicações de aquecimento e cocção. Observa-se que mesmo com esta redução, o consumo residencial de eletricidade equivale a 85,8 TWh ($7,38 \times 10^6$ tep). Para ter-se uma idéia da magnitude deste número, em 2006 a Usina de Itaipu teve o segundo recorde histórico de produção, produzindo 92,68 TWh, ou seja, em 2006 o equivalente a 90% da produção total de Itaipu foi destinada ao consumo residencial. Do consumo residencial de eletricidade na região sul (14,1 TWh), cerca de 13% em média correspondem a aquecimento de ambiente e de água quente, principalmente em chuveiros elétricos (dados do PROCEL - Eletrobrás).

Dado a relativa pequena penetração do gás natural no setor residencial é provável que uma parcela substancial desta energia possa ser substituída por gás natural nas operações de aquecimento. Esta substituição deve, no entanto, ser realizada com eficiência a fim de permitir uma economia global de energia. Com isto observa-se que existe ainda um grande potencial para redução de consumo de eletricidade nos processos que requerem energia térmica e uma disposição da população em atingir esta redução se forem apontadas soluções viáveis do ponto de vista econômico, de segurança e de conforto para o setor residencial.

Na busca de soluções para a redução do uso de eletricidade no aquecimento de água, os aquecedores a gás representam uma alternativa eficaz, podendo utilizar como fonte de energia o gás liquefeito de petróleo (GLP) ou o gás natural (GN). Para o uso residencial, os tipos de aquecedores a gás utilizados são o de passagem e o acumulativo.

O aquecedor de passagem aquece a água no momento da sua utilização, ou seja, o aparelho é constituído de unidade de aquecimento e acessórios destinados a elevar a temperatura da água sem requerer um reservatório de acumulação de água quente. A água aumenta de temperatura ao passar por tubos de cobre, em uma configuração de trocador de calor compacto, que são aquecidos pelos gases quentes provenientes da combustão. As primeiras filas do trocador de calor podem eventualmente sofrer o contato direto com a chama. Estes aquecedores são normalmente destinados para uso doméstico.

O aquecedor do tipo acumulativo pode utilizar o mesmo princípio de aquecimento, porém utiliza um reservatório de água com isolamento térmico para mantê-la aquecida a uma temperatura em torno de 60°C. Este tipo de equipamento é mais usual em setores comerciais como o hoteleiro, em aquecimento central para edifícios ou em residências com maior número de habitantes.

Atualmente, os aquecedores existentes no mercado utilizam uma técnica de combustão caracterizada por uma estrutura de chama livre parcialmente pré-misturada (estes conceitos serão definidos apropriadamente no Capítulo 2).

No início da década de 1980, Takeno e Sato (1979); Takeno et al (1981) e Kotani e Takeno (1982) apresentaram uma outra técnica de combustão destinada a aumentar a eficiência de queimadores a gás. Estes autores, introduziram elementos sólidos na forma de hastes de cerâmica através da região de chama em um queimador com uma chama pré-misturada laminar de metano e ar. A presença da fase sólida aumentou a transferência de calor axial através da chama, resultando em maior velocidade de combustão e na ampliação dos limites de estabilidade. Desde estes trabalhos pioneiros, várias outras formas e estruturas para a fase sólida têm sido utilizadas (veja por exemplo, a revisão publicada por J. Howell em 1996). Atualmente, estruturas na forma de monólitos, malhas ou espumas tem sido as mais procuradas. A Figura 1.1, mostra um exemplo de combustão estabilizada no interior de uma espuma cerâmica de carbeto de silício.



Figura 1.1. Combustão em um meio poroso (Pereira, 2002).

A temperatura da face brilhante sendo mostrada é da ordem de 1200°C. Nestes sistemas, as reações de combustão ocorrem dentro do conjunto tridimensional de cavidades que forma a estrutura sólida. A fase sólida aumenta a transferência de calor internamente ao meio por condução de calor, através da estrutura sólida, e por radiação superficial, trocada

entre as superfícies da fase sólida. Este mecanismo combinado de transferência de calor interna resulta em uma recirculação interna de calor, das regiões pós-chama para as regiões pré-chama. Com isto, atingem-se maiores velocidades de chama e a possibilidade de queimar misturas mais diluídas. O capítulo 2 apresentará uma descrição mais detalhada a respeito dos mecanismos de transferência de calor nos queimadores porosos radiantes.

O uso de uma estrutura sólida imersa na região de chama também permite que se alcance altas taxas de transferência de calor direcional por radiação térmica, a partir do meio sólido para uma determinada carga, como também grande eficiência de combustão e baixa emissão de poluentes. Estas vantagens sobre os queimadores convencionais abrem inúmeras possibilidades de aplicação para esta tecnologia, desde equipamentos residenciais de pequeno porte até processos industriais com grandes demandas de energia (Mößbauer et al, 1999). A utilização de um meio poroso simultaneamente como câmara de combustão e trocador de calor permite o desenvolvimento de um aquecedor de passagem de alta eficiência térmica. Esta maior eficiência na transferência de calor para a água permite o desenvolvimento de aquecedores compactos como já foi demonstrado na literatura. Além de compactos, estes aquecedores devem resultar em baixa produção de CO e grande faixa de regulação de potência, a fim de permitir economia de energia e segurança na utilização.

É neste contexto que os queimadores porosos radiantes se inserem, ou seja, visando desenvolver uma tecnologia para aquecimento de água com gás natural de forma que ultrapassem os benefícios econômicos, de conforto, de qualidade e estratégicos, propiciados por outras formas de aquecimento. Do ponto de vista tecnológico, o desafio da pesquisa em desenvolver aquecedores compactos utilizando um queimador poroso radiante está em minimizar a inércia térmica do sistema, promovendo o aquecimento da água em um curto período de tempo e desenvolver materiais que resistam aos gradientes térmicos inerentes ao processo. Do ponto de vista acadêmico, existe a necessidade de um melhor entendimento da combustão em um meio poroso com perda de calor para a água, principalmente quanto aos aspectos de estabilidade de chama no meio poroso, eficiência de aquecimento e limites de operação e inflamabilidade do queimador. O entendimento da influência da perda de calor lateral em queimadores não adiabáticos, permitirá que se desenvolva queimadores e reatores adequados para outros processos que se beneficiariam do acoplamento de regiões endotérmicas com regiões exotérmicas, como é o caso de reformadores de combustíveis líquidos, queimadores para combustíveis pesados e resíduos orgânicos pesados.

1.2. Objetivos

Este trabalho tem como objetivo explorar a fenomenologia física de um queimador poroso com trocador de calor integrado, visando avaliar a influência da perda de calor lateral na estabilização de chama, utilizando um conjunto de cerâmicas disponíveis comercialmente no Brasil. Essa perda de calor por condução e radiação através da própria região de estabilização de chama altera o comportamento do queimador, permitindo a queima com altas potências sem exceder o limite de temperatura do meio poroso e permitindo uma larga faixa de regulação de potência térmica, adequada à regulação de um aquecedor de água doméstico. No entanto, isto pode significar uma maior produção de poluentes.

Assim, os objetivos específicos deste trabalho são:

1. Construir um queimador poroso integrado a um trocador de calor para aquecimento de água a partir da combustão de gás natural, com ar;
2. Medir os limites de estabilidade do queimador poroso para diferentes condições de operação, visando determinar a estabilidade da combustão em meios porosos com perda de calor lateral;
3. Medir o desempenho do sistema em bancada de teste, visando determinar a viabilidade técnica do uso desta tecnologia no aquecimento doméstico de água;
4. Medir a emissão de poluentes gerados pela combustão dos reagentes no interior do meio poroso;
5. Desenvolver uma ferramenta computacional para a otimização do queimador com trocador de calor, através da modelagem por volumes finitos da transferência de calor com reação química na estrutura porosa.

Para este desenvolvimento, dividiu-se o trabalho em duas etapas. Na primeira etapa, desenvolve-se um experimento de combustão em um meio poroso com perda de calor lateral (queimador não adiabático). As temperaturas, emissões de gases poluentes e o diagrama de estabilidade são medidos para diferentes condições de operação, que incluem variação da relação entre a quantidade de combustível e a quantidade de ar, vazão total de gases reagentes e vazão de água sendo aquecida. Os resultados são analisados e comparados com outros resultados da literatura com o objetivo de quantificar o efeito da perda de calor para a água no comportamento da combustão em meios porosos. A segunda etapa inclui o desenvolvimento de um modelo numérico de um aquecedor de passagem com queimador poroso, onde foram avaliados parâmetros dimensionais e de operação, com o intuito de permitir a otimização deste tipo de processo. Neste modelo, a combustão em meios porosos inertes foi investigada

através de uma simulação numérica, bidimensional (axissimétrica) em volumes finitos, utilizando um modelo global para a taxa de reação no interior do meio poroso. O material poroso utilizado no experimento foram cerâmicas de zircônia-alumina. O combustível utilizado foi o gás natural.

1.3. Organização da dissertação

O presente capítulo introdutório apresentou o tema de estudo proposto, justificando sua importância com base nas possíveis aplicações industriais, comerciais e residenciais. Por fim, o objetivo geral e os objetivos específicos foram listados.

No Capítulo 2 – Fundamentos e Revisão Bibliográfica, é apresentada uma revisão dos conceitos relativos à combustão em meios porosos, com o objetivo de dar subsídios ao entendimento do trabalho. Uma revisão da literatura sobre combustão em meios porosos é apresentada, com enfoque nos principais trabalhos relativos ao tema proposto.

No Capítulo 3 – Análise Experimental, uma descrição detalhada da instalação experimental é apresentada. Também é descrita a metodologia aplicada e os resultados experimentais obtidos.

No Capítulo 4 – Análise Numérica, é apresentado um modelo numérico onde são tratadas as trocas térmicas entre gás e sólido no interior do meio poroso e a perda de calor lateral para a água. Neste capítulo também são analisados de forma qualitativa a geometria mais adequada de um queimador poroso radiante, tendo como aplicação o aquecimento de água para uso residencial.

No Capítulo 5 – Conclusões e Sugestões, são apresentadas as principais contribuições deste trabalho. Por fim, são sugeridos alguns temas para futuros estudos sobre o assunto.

Nos apêndices são apresentadas informações que complementam o entendimento do texto divididas da seguinte forma: Apêndice A – Fotos da bancada experimental, Apêndice B – Curvas de calibração dos medidores de vazão, Apêndice C – Análise de propagação de erros e Apêndice D – Medições das concentrações das espécies químicas.

CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo definem-se as principais variáveis e propriedades macroscópicas de interesse e apresenta-se uma descrição fenomenológica da combustão em queimadores porosos.

2.1. Fundamentos e definições

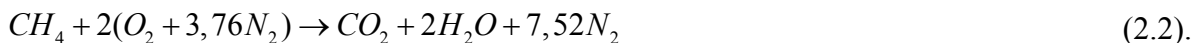
Os temas abordados neste trabalho se referem à combustão por deflagração de misturas pré-misturadas de um combustível gasoso com ar. Nas chamas de deflagração, a velocidade dos reagentes e produtos é baixa, quando comparada com a velocidade do som na mesma composição e temperatura. Com isto, a pressão total através da chama permanece aproximadamente constante. A estrutura da chama se caracteriza pela conversão de reagentes para produtos, com um correspondente aumento de temperatura. A mistura reagente é pré-misturada, ou seja, o combustível e o ar alcançam a região de reação química completamente misturados do ponto de vista molecular. A seguir, revisam-se os conceitos e definições relevantes no estudo deste tipo de processo de combustão.

2.1.1. Reação global e estequiometria

A reação global de combustão para um mole de combustível (C) e com a moles de oxidante (O) para formar b moles de produtos (P), pode ser expressa por um mecanismo global de reação através da seguinte equação:



Na representação acima, P representa um conjunto de espécies químicas denominadas globalmente de produtos de combustão. Na combustão estequiométrica, a quantidade de oxidante utilizada é a quantia necessária para que ocorra uma combustão completa do combustível e do oxidante, produzindo apenas produtos saturados. Produtos saturados de combustão são as espécies químicas finais da combustão, as quais não possuem elétrons de valência disponíveis para formarem ligações covalentes adicionais. Por exemplo, na combustão estequiométrica de um mol de metano com ar seco padrão produzindo produtos saturados de combustão, a reação global estequiométrica pode ser representada por:



Neste caso, foi utilizada a composição padrão simplificada para o ar seco, ou seja, 21% de O_2 e 79% de N_2 (molar).

Tomando-se o combustível como referência, quando existe uma quantidade maior de oxidante do que a necessária, a mistura é denominada pobre, enquanto que quando existe uma quantidade menor de oxidante a mistura é denominada rica.

2.1.2. Razão de equivalência

A razão de equivalência (ϕ) de uma mistura indica a quantidade de combustível presente nos reagentes, em relação à quantidade de combustível necessária para obter-se uma mistura estequiométrica. A razão de equivalência é definida conforme,

$$\phi = \frac{f}{f_s} \quad (2.3).$$

onde a fração mássica entre a massa de combustível e a massa de ar seco é definida como

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}} \quad (2.4),$$

sendo \dot{m}_{ar} e \dot{m}_c os fluxos mássicos de ar e combustível respectivamente. A variável f_s se refere à razão entre a massa de combustível e a massa de ar avaliadas na condição estequiométrica.

Desta forma, quanto maior o valor de ϕ , mais rica em combustível será a mistura, ou seja, maior a quantidade de combustível presente nos reagentes. Pode-se dizer também que para valores de razão de equivalência maiores que a unidade, a mistura reagente possui excesso de combustível, enquanto que para valores menores que a unidade, a mistura possui excesso de ar.

2.1.3. Velocidade de chama

Considere uma chama de combustão propagando-se em uma mistura reagente. A mistura reagente encontra-se em escoamento com um determinado campo de velocidade. A velocidade de chama (u_{ch}) é definida como a velocidade com que a onda de combustão se move em relação a um referencial inercial na direção normal à superfície da onda (Glassman,

1996; Poinso e Veynante, 2001). Tanto a velocidade do escoamento quanto a velocidade de chama são definidos em relação a um referencial inercial preso ao laboratório. Quando a frente de onda se encontra estacionária em relação a este referencial, isto implica que a velocidade de chama com relação ao escoamento tem a mesma magnitude que a velocidade do escoamento da mistura reagente pré-misturada com relação ao referencial fixo, apenas com um sinal trocado (sentido oposto). Neste caso, quando a chama é plana, a velocidade de chama é a própria velocidade média do escoamento. Porém, para chamas bidimensionais ou tridimensionais, o balanço de velocidade ocorre localmente.

Para o problema estudado, a velocidade média do escoamento (u_g) é definida como sendo a razão entre o fluxo volumétrico dos gases (\dot{V}_g) e a área da seção transversal do queimador (A_q), ou seja,

$$u_g = \frac{\dot{V}_g}{A_q} \quad (2.5).$$

No entanto, no interior do meio poroso, a área real onde ocorre a passagem dos reagentes é menor que a área total do queimador devido à porosidade do meio. Sendo assim, defini-se a velocidade média nos poros (u_p) no interior do meio poroso dividindo-se a velocidade média do escoamento (u_g) da Equação (2.5) pela porosidade (e) do meio, ou seja,

$$u_p = \frac{u_g}{e} \quad (2.6).$$

2.1.4. Velocidade de chama plana laminar

Uma chama plana laminar pode ser obtida experimentalmente utilizando-se um queimador constituído por um meio poroso formado por tubos de pequeno diâmetro, por onde atravessa a mistura ar/combustível. A chama, após ignição, se estabiliza a certa distância sobre o queimador e assume uma forma de uma chama plana. Os principais fatores que influenciam a velocidade de chama plana laminar são: temperatura, pressão, razão de equivalência e o tipo de combustível.

A chama ocorre quando a mistura ar/combustível atinge uma temperatura suficiente (temperatura de ignição) para a ocorrência das reações em cadeia que caracterizam a cinética química de combustão da mistura. O aquecimento da mistura ar-combustível decorre da condução de calor das regiões de temperatura elevada, na região de reação química, para a

região de pré-aquecimento, onde os reagentes entram na frente de chama. Este fluxo de calor por condução ocorre em contracorrente com o fluxo de calor por advecção. A temperatura de ignição representa a temperatura mínima necessária para que os reagentes iniciem o processo de combustão. Após atingir a temperatura de ignição, a mistura em escoamento continua a ser aquecida como resultado das reações exotérmicas, finalmente atingindo a temperatura máxima (T_r). Na ausência de perda de calor, esta temperatura máxima é a temperatura de chama adiabática (termodinâmica). Devido ao consumo de combustível e oxigênio e o aparecimento de espécies químicas intermediárias, desenvolvem-se ao longo da chama um processo simultâneo de difusão de massa. A Figura 2.1 apresenta um esquema das distribuições de concentração de combustível e temperatura típica para uma chama plana laminar. O balanço entre a taxa de difusão de massa e de reação química define as distribuições de concentrações das espécies químicas. O balanço entre as taxas de transferência de calor por difusão e advecção e a taxa de liberação de energia pelas reações químicas define a distribuição de temperatura.

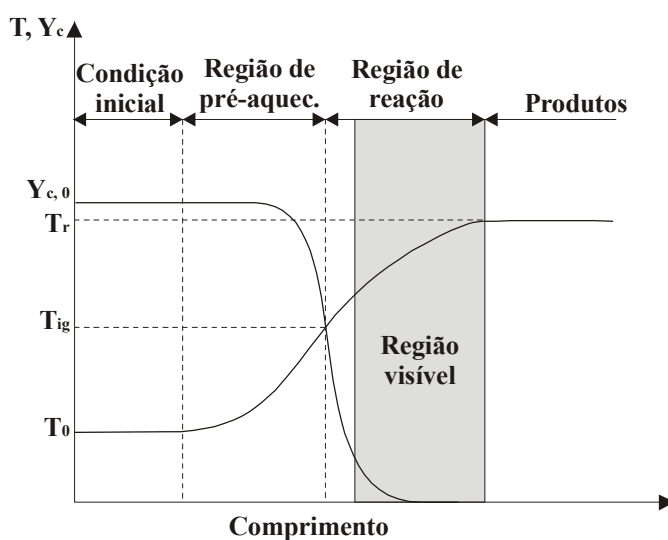


Figura 2.1. Representação esquemática dos perfis de concentração de combustível (Y_c) e temperaturas dos reagentes.

A estrutura da chama plana laminar pode ser obtida a partir da solução das equações de conservação da massa das espécies químicas e da energia. A pressão é aproximadamente constante neste tipo de chama e a equação da conservação da quantidade de movimento não precisa ser resolvida. A teoria de Mallard e LeChatelier resulta em uma simplificação das equações de conservação e permite uma estimativa simples da velocidade de combustão de uma chama plana laminar (Borman e Ragland, 1998). A expressão final para a velocidade de chama é,

$$u_{ch} = \left[\frac{(\alpha |\bar{w}_{r,c}| / n_{0,c}) (T_0 - T_{ig})}{T_{ig} - T_r} \right]^{1/2} \quad (2.7),$$

onde os termos α e $\bar{w}_{r,c}$ representam a difusividade térmica da mistura reagente e a taxa média global de reação do combustível. A velocidade de chama também depende da concentração molar inicial do combustível ($n_{0,c}$), da temperatura de ignição (T_{ig}), da temperatura inicial dos reagentes (T_0) e da temperatura de reação (T_r) (temperatura de chama adiabática).

Da Equação (2.7), observa-se que o aumento da temperatura inicial dos reagentes resulta no aumento da taxa média global de reação, conseqüentemente, aumentando a velocidade de chama laminar. O aumento da difusividade térmica da mistura reagente implica em aumento da velocidade de chama laminar. Com isto, observa-se que a inclusão de partículas sólidas inertes dispersas na região de chama resulta em aumento da velocidade de chama e, conseqüentemente, em aumento da taxa de combustão.

O aumento da pressão total da mistura causa um aumento da massa específica. Isto resulta em diminuição da velocidade de chama, sendo que este efeito é mais expressivo para baixas velocidades ($u_{ch} < 0,6$ m/s). Adicionalmente, observa-se que o aumento da pressão eleva a temperatura final de reação devido a menor dissociação das moléculas. No entanto, a menor dissociação resulta também na diminuição dos radicais ativos na região da chama, terminando por reduzir a velocidade de propagação da chama.

A influência da razão de equivalência na velocidade de chama laminar pode ser explicada através da temperatura de reação do combustível, pois quanto maior a razão de equivalência maior será a temperatura de reação e, conseqüentemente, maior a velocidade de chama. A máxima velocidade é obtida para a razão de equivalência estequiométrica ($\Phi=1$). O hidrogênio (H_2) é o combustível que apresenta a maior velocidade de chama (2,5 m/s) e a maior faixa de inflamabilidade.

Modelos mais elaborados de velocidade de chama laminar e comparação com medições podem ser encontrados em Turns (2000), Poinot e Veynante (2001) e Williams (1985).

2.1.5. Limites de inflamabilidade

A temperatura de ignição da mistura reagente em uma chama deve estar situada dentro dos limites de explosão da mistura. Os limites de explosão correspondem a uma região em um diagrama p-T no interior da qual uma mistura reagente, em uma determinada composição, entra em combustão. Estes limites estão relacionados com as condições necessárias para que

as reações químicas em cadeia se iniciem e se propaguem, convertendo reagentes em produtos. Em uma chama laminar, o pré-aquecimento da mistura reagente, por condução de calor a partir da região de reação, deve ser capaz de levar o valor de temperatura desta mistura reagente para dentro da região de explosão. Neste caso, a mistura entra em ignição e uma chama estável é formada. O balanço entre a taxa de condução de calor e a taxa de advecção depende das características físicas e químicas da mistura reagente, como por exemplo, a condutividade térmica da mistura, a massa específica, o calor específico e a taxa de reação. Estas propriedades variam ao longo da chama cuja estrutura, por sua vez, depende da composição dos reagentes, pressão e temperatura inicial. Portanto, o fato de uma mistura tornar-se ou não inflamável, e, assim, desenvolver-se ou não como uma chama estável, para um dado par combustível e oxidante, depende basicamente das condições de estequiometria, pressão e temperatura inicial.

A Tabela 2.1 apresenta os limites de inflamabilidade de alguns combustíveis em combustão com ar seco e a velocidade de chama laminar plana adiabática para a mistura estequiométrica a 1 atm e 298 K.

Tabela 2.1. Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis em ar e a velocidade de chama laminar estequiométrica a 1 atm e 298 K (Glassman, 1996).

Combustível	Fórmula	LII (%)	LSI (%)	Velocidade de chama laminar adiabática para $\phi = 1$ (cm/s)
Acetileno	C_2H_2	2,5	100	144
Etano	C_2H_6	3,0	12,4	44,5
Éter dimetílico	CH_3OCH_3	3,4	27,0	48,4
Etileno	C_2H_4	3,1	32,0	68
Hidrogênio	H_2	4,0	75	170
iso-butano	iC_4H_{10}	1,6	8,4	44,8
iso-pentano	C_5H_{12}	1,4	8,3	39,8
Metano	CH_4	5,0	15,0	43,4
Monóxido de carbono	CO	12,5	74,2	-
n-Butano	nC_4H_{10}	1,6	8,4	44,8
Propano	C_3H_8	2,1	9,5	45,6
Propileno	C_3H_6	2,4	11,0	70,2

Uma forma de apresentar os valores máximos e mínimos de concentração de combustível para os quais uma mistura torna-se inflamável a certa pressão e temperatura inicial é através dos limites de inflamabilidade, ou seja, os valores mínimos e máximos de concentração do combustível (limite inferior, LII, e limite superior, LSI) para os quais uma mistura ar-combustível forma uma chama estável para uma dada temperatura e pressão

Combustíveis como o hidrogênio e o acetileno apresentam uma ampla faixa de inflamabilidade, enquanto que o metano e o etano possuem uma faixa estreita. A Figura 2.2 apresenta esquematicamente o efeito da temperatura nos limites de inflamabilidade para uma mistura ar-combustível a uma determinada pressão.

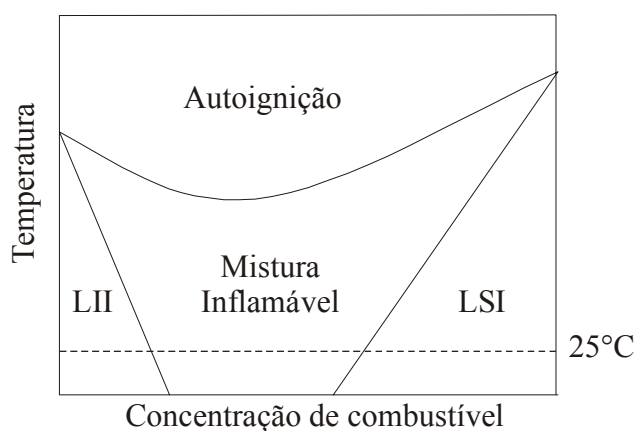


Figura 2.2. Efeitos da temperatura nos limites de inflamabilidade (Bjerketvedt et al., 1997).

O esquema indica que a faixa de inflamabilidade de uma chama plana laminar adiabática torna-se mais larga (ou seja, o valor de LII diminui e o valor de LSI aumenta), à medida que a temperatura inicial aumenta. A região de mistura inflamável é limitada para valores altos de temperatura, pela própria região de explosão, na qual a mistura entra diretamente em autoignição na própria temperatura inicial. Nota-se que o limite de explosão ocorre em temperatura menor para a mistura estequiométrica. Mudanças na pressão inicial da mistura não alteram o limite inferior para hidrocarbonetos e ar, mas o limite superior aumenta com a pressão (Carvalho e McQuay, 2007). O limite de explosão diminui com o aumento da pressão, ou seja, com o aumento da pressão a mistura entra em ignição espontânea em temperaturas mais baixas.

2.1.6. Limites de estabilidade de chama

A combustão de uma chama laminar plana adiabática (livre) apresenta uma única velocidade de chama para cada razão de equivalência, pressão e temperatura inicial. No entanto, a combustão em um determinado queimador pode resultar em uma faixa de

estabilidade para cada razão de equivalência. Isto se deve à interação entre o escoamento, a combustão e à transferência de calor para as paredes sólidas que formam o queimador. Esta interação irá determinar as temperaturas locais, das quais depende a velocidade de chama, e as velocidades locais. A chama irá se estabilizar e queimar de forma estacionária nas posições onde a velocidade de chama equilibrar a velocidade local do escoamento. Por exemplo, a chama laminar pré-misturada na boca de um tubo de Bunsen adquire um formato cônico.

Em geral, à medida que a velocidade do escoamento aumenta, ocorrerá, possivelmente, a transição do regime de escoamento de laminar para turbulento. Em regime turbulento, aumenta a gama de possibilidades de estabilização da frente de combustão. Este aspecto da combustão turbulenta é somente citado aqui por causa da sua analogia com a combustão em um meio poroso.

Na faixa de velocidades que interessam a este trabalho, a combustão em meio poroso permanece laminar. Porém, enquanto que a combustão turbulenta apresenta um grande número de escalas de tempo relacionadas a cada vórtice em particular, em um meio poroso existe um grande número de escalas de comprimento, relacionadas com cada detalhe topológico da matriz porosa. Este aspecto não será abordado aqui com todo o rigor que ele requer, mas pode-se afirmar que a combustão em um meio poroso também apresentará uma faixa de estabilidade, como resultado das interações locais entre escoamento, transferência de calor e combustão. Os limites para esta faixa de velocidade de escoamento em que a combustão dos reagentes permanece estável são denominados de limite superior (LSE) e inferior (LIE) de estabilidade. A Figura 2.3 apresenta uma comparação entre a velocidade de escoamento obtida para cada razão de equivalência em uma chama laminar plana adiabática (que aqui será chamada de chama livre) e a faixa de velocidade de escoamento encontrada em um meio poroso testado por Pereira (2002).

A razão de equivalência mínima obtida no queimador poroso foi de 0,4, enquanto que na chama livre foi de 0,55, ou seja, no queimador poroso pode-se obter chamas estáveis utilizando-se misturas 27% mais pobres do que em um queimador com chama livre. Ainda, no meio poroso obteve-se velocidades de escoamento maiores quando comparadas à chama livre na mesma composição, chegando a cerca de 60 cm/s para uma razão de equivalência de 0,6, sendo que na chama livre, para a mesma razão de equivalência a velocidade de escoamento obtida foi de 12 cm/s. As razões deste comportamento serão explicadas na Seção 2.2.

Pode-se observar que as duas linhas apresentadas para o queimador poroso (Pereira, 2002) representam os limites superior e inferior de estabilidade de chama.

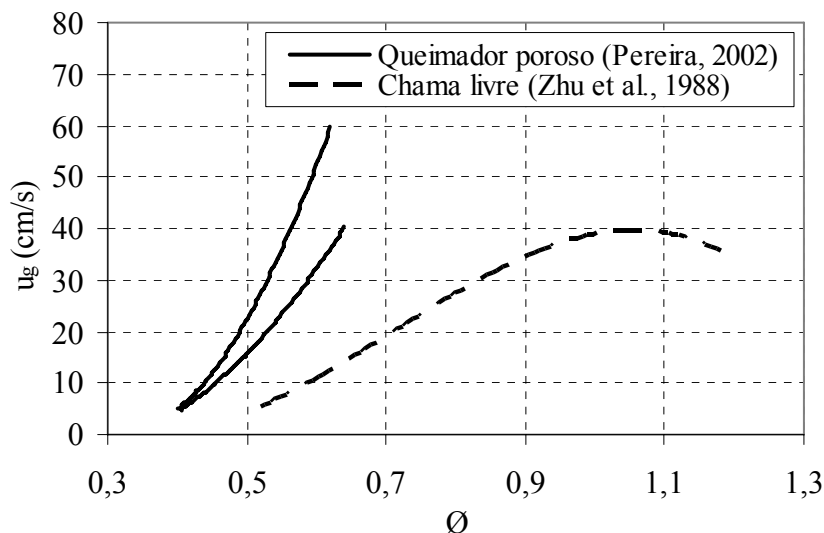


Figura 2.3. Comparação entre as velocidades médias de escoamento que resultam em chamas estacionárias obtidas em um meio poroso e aquelas obtidas para uma chama livre laminar (Pereira, 2002).

2.1.7. Eficiência de aquecimento

Nos experimentos realizados com um queimador poroso integrado com um trocador de calor, normalmente são medidas as vazões de ar, combustível e água, além de suas temperaturas na entrada e saída do queimador. Assim, a eficiência térmica do aquecedor é definida como sendo a razão entre a taxa de transferência de calor absorvida pela água que circula no trocador de calor e a taxa de liberação de energia térmica pela combustão (Delalic et al., 2004), conforme,

$$\eta_{aq} = \frac{\dot{Q}_{ag}}{\dot{S}_r} \quad (2.8).$$

Assumindo um calor específico médio e considerando que a água não sofre mudança de fase, a taxa de transferência de calor absorvida pela água é definida como,

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} c_{p,ag} \Delta T_{ag} \quad (2.9).$$

Assumindo que os reagentes entram no meio poroso a 1 atm e 298 K, a taxa de geração de energia térmica por combustão \dot{S}_r é dada por,

$$\dot{S}_r = \dot{m}_c PCI \quad (2.10).$$

Os termos \dot{m}_{ag} e \dot{m}_c são os fluxos de massa da água e do combustível, respectivamente. Os termos $c_{p,ag}$, ΔT_{ag} e PCI representam o calor específico médio da água a pressão constante, a variação de temperatura da água entre a entrada e saída do aquecedor e o poder calorífico inferior do combustível.

A parcela de energia térmica carregada pelos gases de exaustão na superfície de saída do aquecedor, também assumindo um calor específico médio, é obtida através de,

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_{gs} c_{p,gs} \Delta T_{gs} \quad (2.11),$$

onde,

$$\dot{m}_{gs} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_c \quad (2.12).$$

Os termos \dot{m}_{gs} e \dot{m}_{ar} são os fluxos de massa dos gases de exaustão e do ar, respectivamente. Os termos $c_{p,gs}$ e ΔT_{gs} representam o calor específico médio à pressão constante e a variação de temperatura dos gases de exaustão em relação à temperatura de referência. O calor específico dos gases foi aproximado como o calor específico do ar, considerando-se a temperatura medida na superfície do aquecedor. O erro máximo obtido com esta aproximação é da ordem de 10% (Francisco e Oliveira, 2006). A temperatura de referência utilizada foi de 298 K.

2.1.8. Emissão de poluentes

Neste trabalho foram avaliadas as emissões de monóxido e dióxido de nitrogênio (NO_x), dióxido de enxofre (SO_2), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC) não queimados.

A seguir serão apresentadas algumas características destes poluentes.

2.1.8.1. Emissão de NO_x

As emissões de NO_x no nível do solo (troposfera) constituem a fonte de diversos problemas ambientais tais como as chuvas ácidas, eutrofização dos sistemas aquáticos e aumento da concentração de ozônio na atmosfera (Mauzerall et al., 2005).

Tanto o NO como o NO_2 são formados no processo de combustão, porém a grande maioria dos óxidos de nitrogênio emitidos é constituída de NO. Em altas temperaturas, ocorrem reações de destruição do NO_2 , o que evita em grande parte a emissão deste composto

diretamente. Na atmosfera, o NO é posteriormente oxidado para NO₂ (Catapan, 2007). Na combustão de combustíveis que não possuem nitrogênio em sua composição, o NO pode ser formado via mecanismo térmico (Zeldovich), mecanismo imediato (*prompt* ou Fenimore) e mecanismo N₂O-intermediário. O mecanismo N₂O-intermediário tem especial importância para combustão de misturas pobres em combustível, em baixas temperaturas e em altas pressões, regimes característicos de turbinas a gás e que estão fora do escopo deste trabalho.

O mecanismo térmico ou mecanismo de Zeldovich é importante em reações de combustão que ocorrem em altas temperaturas, abrangendo uma grande faixa de razão de equivalência. De forma geral, o mecanismo térmico é geralmente importante para temperaturas acima de 1800 K e a escala de tempo do processo de oxidação do combustível é extremamente lenta, sendo assim sua formação ocorre geralmente na região de pós-queima. Sistemas que utilizam recirculação de calor podem apresentar uma redução significativa na formação de NO via mecanismo térmico, devido à redução da temperatura na região de combustão (Turns, 2000).

O mecanismo imediato (*prompt* ou de Fenimore) está fortemente ligado à cinética química de combustão de hidrocarbonetos. Fenimore descobriu que moléculas de NO são rapidamente produzidos na zona de reação química de chamas laminares pré-misturadas, antes de terem tempo de serem formados pelo mecanismo térmico. O esquema geral para o mecanismo de Fenimore é que os radicais de hidrocarbonetos reagem com as moléculas de nitrogênio para formar compostos de amidas e cianos. Estes compostos são então convertidos em compostos intermediários para então serem formados os óxidos de nitrogênio (Turns, 2000). Segundo Warnatz et al. (1999), o mecanismo de Fenimore é predominante ao mecanismo térmico em temperaturas relativamente baixas (em torno de 700°C).

2.1.8.2. Emissão de SO₂

Nos processos de combustão, todo o enxofre que está presente no combustível aparece como dióxido de enxofre (SO₂) ou trióxido de enxofre (SO₃) nos produtos de combustão e a combinação destes dois compostos denota-se por SO_x. As quantidades de enxofre contidas nos combustíveis fósseis mais comuns são: carvão 0,1 a 6%; óleo residual 0,75 a 3%; gasolina cerca de 0,04% e diesel cerca de 0,22%. O gás natural em sua composição primária é livre de enxofre, no entanto, uma pequena quantidade de enxofre é acrescentada ao gás por questão de segurança, para que ele deixe de ser inodoro (Chain e Lacava, 2005).

Durante a combustão a maior parte do enxofre contido no combustível se oxida para SO₂. A concentração resultante do gás nos produtos de combustão é em função da

porcentagem de enxofre contida no combustível e da razão de equivalência no processo de queima. Após a emissão de SO_2 na atmosfera, uma fração do gás sofrerá oxidação por meio de uma variedade de mecanismos que envolvem interações em fase gasosa chamadas de oxidação homogênea, enquanto que outra parte do SO_2 emitido se oxida para SO_3 e este, pela reação com vapor de água, é convertido em ácido sulfúrico (H_2SO_4). O ácido sulfúrico produzido desta forma também contribui para formação das chuvas ácidas (Chain e Lacava, 2005).

2.1.8.3. Emissões de CO e HC

O CO é o principal componente dos produtos oriundos de uma combustão com alta razão de equivalência, ou seja, rica em combustível. Altos índices de emissão de CO podem causar problemas de saúde como dores de cabeça, vômito e desmaio (Turns, 2000).

Na maioria dos sistemas de combustão que utilizam reagentes pré-misturados, a emissão de hidrocarbonetos não queimados é geralmente negligenciável. Porém, CO pode ser formado em quantidades consideráveis quando a chama sofre extinção local. Isto pode ocorrer quando existir uma parede fria próxima à região de combustão, ocasionando uma redução da temperatura na zona de reação devido a perda de calor da chama para a parede e resultando assim na sua extinção. Este efeito pode causar um forte aumento na emissão total de CO.

Nos trabalhos de Khanna et al. (1994), Pereira (2002) e Catapan (2007) os queimadores porosos utilizados foram isolados lateralmente, reduzindo as emissões de CO e HC. No entanto, no queimador poroso integrado a um trocador de calor o resfriamento na região de combustão é ainda maior devido à perda de calor para a água. Para reduzir as emissões de CO e HC, Marks e Pickenäcker (1998) utilizaram um isolante térmico entre a região de chama e o trocador de calor, removendo este isolamento térmico na região de pós-chama a fim de permitir a transferência de calor dos gases queimados para a água sendo aquecida.

2.1.9. Quantificação das emissões

Os níveis de emissão podem ser expressos de diferentes maneiras, tornando difícil a comparação entre diferentes pontos de operação e entre diferentes trabalhos. De forma a padronizar os resultados obtidos e permitir a sua comparação com outros resultados apresentados na literatura, as emissões de NO_x e CO são apresentadas na forma de índices de emissões (IE_i).

O índice de emissão de uma determinada espécie “*i*” é definido como a razão entre a massa da espécie “*i*” emitida e a massa total de combustível queimado no processo de combustão, ou seja,

$$IE_i = \frac{m_{i,espécie}}{m_{combustível}} \quad (2.13).$$

Para a combustão de combustíveis com hidrocarbonetos em ar, o índice de emissão pode ser determinado a partir das medições das concentrações (fração molar) da espécie de interesse e das espécies que contém carbono em sua composição. Assim, assumindo que após combustão todo o carbono presente no combustível resulta em CO, CO₂ e HC não queimado (modelado como metano), o índice de emissão de um componente pode ser calculado a partir de (Turns, 2000),

$$IE_i = \left(\frac{X_i}{X_{CO} + X_{CO_2} + X_{HC}} \right) \left(\frac{xMW_i}{MW_c} \right) \quad (2.14),$$

onde X_i é a fração molar do componente “*i*” e x é o número de moles de carbono em um mol de combustível. Os termos MW_i e MW_c representam as massas molares do componente “*i*” e do combustível, respectivamente.

Esta forma de expressar as medições de emissões será utilizada neste trabalho.

2.2. Recirculação de calor em sistemas de combustão

O pré-aquecimento dos reagentes através da recirculação de calor a partir dos produtos de combustão apresenta um aumento na eficiência global dos sistemas e possibilita a utilização de combustíveis de baixo poder calorífico devido ao excesso de entalpia que ocorre na região de reação química (Kotani e Takeno, 1982). A idéia de que o aumento na energia dos reagentes pode ser obtido diretamente dos produtos da combustão não é nova e, na verdade, este princípio é frequentemente aplicado a processos de combustão e sistemas térmicos (Pereira, 2002). Alguns exemplos de aplicação são: unidades geradoras de vapor; caldeiras de leito fluidizado; gaseificadores de carvão ou biomassa e fornos cerâmicos.

O princípio da recirculação de calor foi inicialmente estudado e apresentado por Hardesty e Weinberg (1974), onde através de uma análise teórica concluíram ser possível obter temperaturas de chama superiores às temperaturas de chama adiabática na região de

reação química, devido ao pré-aquecimento dos reagentes. Por isso este processo é conhecido também como combustão superadiabática.

A Figura 2.4 contém uma representação esquemática do princípio da recirculação de calor, onde os seguintes termos são apresentados: H_i - entalpia inicial dos reagentes; Q_c - parcela de energia gerada na reação de combustão e Q_{rec} - parcela de energia utilizada para a recirculação de calor.

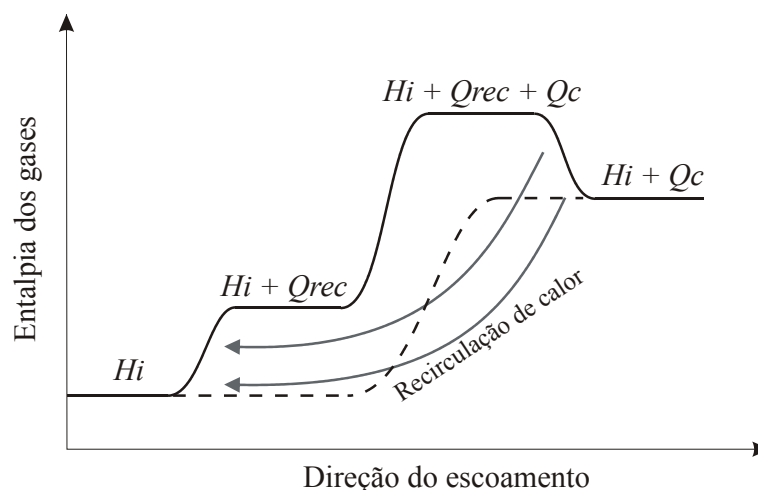


Figura 2.4. Representação esquemática da variação da entalpia a pressão constante. A linha cheia representa a variação de entalpia com recirculação de calor e a linha pontilhada sem a recirculação de calor (Catapan, 2007).

A linha pontilhada descreve a combustão de um sistema sem a recirculação de calor, onde se pode notar que a entalpia inicial dos reagentes (H_i) é aumentada devido a reação de combustão, elevando este termo para $H_i + Q_c$. Este é o limite termodinâmico para a entalpia dos produtos de combustão em um sistema adiabático.

O princípio da recirculação de calor está apresentado através da linha cheia. Após a reação de combustão, parte do calor gerado (Q_{rec}) é utilizado para pré-aquecer os reagentes, elevando a sua entalpia inicial de H_i para $H_i + Q_{rec}$. Em seguida ocorre a reação de combustão (Q_c) elevando então esta parcela de energia para $H_i + Q_{rec} + Q_c$. Após esta etapa, uma parcela desta energia (Q_{rec}) retorna para novamente pré-aquecer os reagentes e tendo como saída apenas a entalpia inicial e a energia gerada na reação de combustão ($H_i + Q_c$). Como resultado deste aumento inicial de entalpia, durante a reação química a temperatura de chama atinge a temperatura superadiabática (Oliveira e Kaviany, 2001), que excede a temperatura adiabática da chama. Em seguida, a parcela de energia destinada a recirculação de calor retorna para o pré-aquecimento dos reagentes e a temperatura de saída dos gases

diminui para a temperatura adiabática da chama, conforme requer a primeira lei da termodinâmica.

O aumento da temperatura na zona de reação através da recirculação de calor pode ampliar os limites de inflamabilidade e possibilitar a utilização de combustíveis de baixo poder calorífico. Esta característica pode ser melhor visualizada analisando-se a equação de Arrhenius (Equação (2.15)) para a taxa de reação global de um combustível (Westbrook e Dryer, 1981).

$$w_{r,c} = -A_0(\rho_g Y_c)^a (\rho_g Y_o)^b \exp\left(\frac{-\Delta E_a}{R_g T_g}\right) \quad (2.15)$$

onde A_0 é o fator pré-exponencial (uma constante), ρ_g é a densidade dos gases, Y_c e Y_o as concentrações mássicas de combustível e oxidante respectivamente, a e b os expoentes das concentrações, ΔE_a a energia de ativação da reação, R_g a constante universal dos gases e T_g a temperatura dos gases. Assim, pode-se notar que um aumento na temperatura dos gases resulta em um aumento exponencial da taxa de reação.

Este mesmo princípio é utilizado em diversos tipos de queimadores. Tanaka et al. (2001) investigaram as características de combustão de um queimador com recirculação de calor, utilizando um combustível de baixo poder calorífico proveniente de uma turbina química a gás. Foram analisados parâmetros geométricos do queimador, fluido mecânicos (número de Reynolds) e químicos (razão de equivalência). Entre os resultados obtidos, foi constatado que a recirculação de calor aumentou a faixa de inflamabilidade e a eficiência térmica do sistema.

Outra vantagem da utilização da recirculação de calor está na redução da emissão de poluentes provenientes de uma combustão incompleta como CO, hidrocarbonetos e fuligem, devido a temperatura superadiabática de chama na região de reação. Porém, este aumento de temperatura pode contribuir para a formação de NOx (mecanismo térmico). No entanto, a formação de NOx depende também do tempo de residência dos gases na região de alta temperatura, de forma que maiores velocidades de chama reduzem a formação de NOx (Pereira, 2002).

A aplicação da recirculação de calor que será utilizada neste trabalho consiste em intercalar uma estrutura sólida na região de chama. Neste caso, as reações de combustão ocorrem nos poros de um meio poroso.

2.3. Combustão em meios porosos

Uma chama de deflagração de uma mistura gasosa pode ser levada a estabilizar-se no interior de uma estrutura porosa. O procedimento utilizado por Hsu et al. (1993) e também por Pereira (2002), consistia em escoar no interior do meio poroso uma mistura reagente a uma dada composição em uma velocidade média acima da velocidade de chama livre na mesma composição. Então, a mistura é levada à ignição na superfície externa do meio poroso, por uma chama auxiliar ou por uma faísca. Durante alguns instantes, a chama queima em fase gasosa, com uma cor típica azul ou esverdeada para misturas de hidrocarbonetos, e aquece a superfície do meio poroso por condução de calor na fase gasosa (a radiação não é significativa nestas escalas de comprimento quando comparada com a condução). Quando a estrutura sólida atinge valores de temperatura acima da temperatura de ignição da mistura, a chama penetra no meio poroso e passa a queimar no interior dos poros. Neste ponto, a composição da mistura, ou velocidade, é variada para obter-se o ponto de operação desejado. A chama então muda de posição e estabiliza-se novamente, adquirindo uma configuração de regime permanente. Para determinar os limites superior e inferior de estabilidade, este procedimento é repetido para várias velocidades de chama, progressivamente maiores, ou menores, até que a chama não mais se estabilize no interior do meio poroso. Para velocidades altas, ela sai pela parte superior voltando a queimar de forma livre ou se extinguindo parcialmente (isto é chamado de *lift-off*). Para velocidades baixas, por outro lado, ela avança sobre os reagentes, queimando na entrada do meio poroso (isto é denominado de *flash-back*). O último valor de velocidade do escoamento para o qual a chama permanece estável é então tomado como limite superior (ou inferior) de estabilidade. Este procedimento também foi utilizado no trabalho de Catapan (2007). No trabalho de Pereira (2002) foram utilizadas espumas cerâmicas como meio poroso (serão apresentadas na Seção 2.6, entre outros materiais). Observa-se que a máxima razão de equivalência ($\phi=0,6$) determinada por Pereira (2002), e mostrada na Figura 2.3, ocorreu em função da temperatura máxima no meio poroso aproximar-se do limite máximo permitido antes da degradação térmica da matriz sólida, e não por um fenômeno de extinção de chama. Nos testes experimentais foi observado que temperaturas acima de 1550°C causam trincas e fissuras nas cerâmicas de zircônia-alumina. Por isso, em alguns casos, como será discutido mais tarde, os limites de combustão em meios porosos são determinados por questões de segurança ou de integridade do equipamento.

Nos trabalhos apresentados por Brenner et al. (2000), Delalic et al. (2004) e Catapan et al. (2005), foram utilizados queimadores com duas camadas distintas de espumas cerâmicas. Na região mais próxima da entrada dos reagentes (à montante), foram usadas cerâmicas com

poros menores e nas regiões mais próximas às saídas dos produtos (à jusante) foram usadas cerâmicas com poros maiores. A região à montante é denominada de região de pré-aquecimento (RP), pois é nesta região que a mistura regente é pré-aquecida para atingir o limite de ignição. A região à jusante é denominada de região de estabilização de chama (REC), pois é nessa região que ocorrem as principais reações de combustão. A diminuição do tamanho dos poros na RP em relação à REC tende a dificultar a propagação da chama através da RP. Isto ocorre porque quando o tamanho dos poros é diminuído, aumenta a área interfacial específica (m^2/m^3) entre as fases gás e sólido. Este aumento da área de troca de calor entre as fases permite uma maior transferência de calor dos gases para a matriz porosa, diminuindo a temperatura da chama, levando à sua extinção. Esta limitação é utilizada em queimadores porosos para formar uma barreira à passagem da frente de chama para a região de entrada dos reagentes. A Figura 2.5 apresenta um desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos inertes empregando uma camada RP e uma camada REC. De forma geral, nos estudos experimentais em queimadores porosos têm sido empregados meios porosos feitos de espumas cerâmicas com RP de 65 ppi e REC de 10 ppi (Chaffin et al., 1991; Hsu et al., 1993 e Khanna et al., 1994). A unidade ppi indica “poros por polegada”, ou seja, o número de poros existentes em uma polegada (25,4 mm) de comprimento linear ao longo do meio poroso.

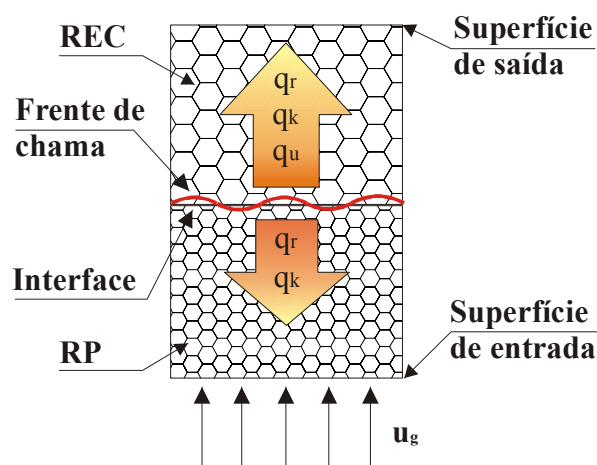


Figura 2.5. Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos, sendo: u_{ch} – velocidade de chama; q_r – fluxo de calor radiante; q_k – fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido, q_u – fluxo de calor convectivo, RP – Região de Pré-aquecimento e REC – Região de Estabilização de Chama.

Com a frente de chama estável na interface entre as cerâmicas de poros maiores e menores, ocorre uma transferência de calor por condução e radiação (intrameio) para o

interior dos poros menores, elevando o nível de energia dos reagentes (ar e combustível). Esta energia que eleva a temperatura dos reagentes é somada à liberação de calor pela combustão, resultando em uma temperatura na região de combustão que é maior que a temperatura de chama adiabática para os reagentes na condição inicial. Este aumento de energia na região de combustão é denominado de excesso de entalpia, que pode então levar à temperaturas super-adiabáticas (Pereira e Oliveira, 2005). No entanto, este excesso de entalpia ocorre somente localmente na região da chama, pois mais à frente a temperatura dos gases diminui devido à perda de calor para o sólido e retorna ao nível da temperatura de chama adiabática como requer a Primeira Lei da Termodinâmica. Este pré-aquecimento dos reagentes leva a altas taxas de reação e grande eficiência termodinâmica na conversão de energia.

Na combustão em meios porosos a recirculação de calor também pode ser observada através dos perfis de temperatura das fases sólida e gasosa para queimadores infinitos e finitos (com perda de calor na fronteira de saída), apresentados esquematicamente na Figura 2.6.

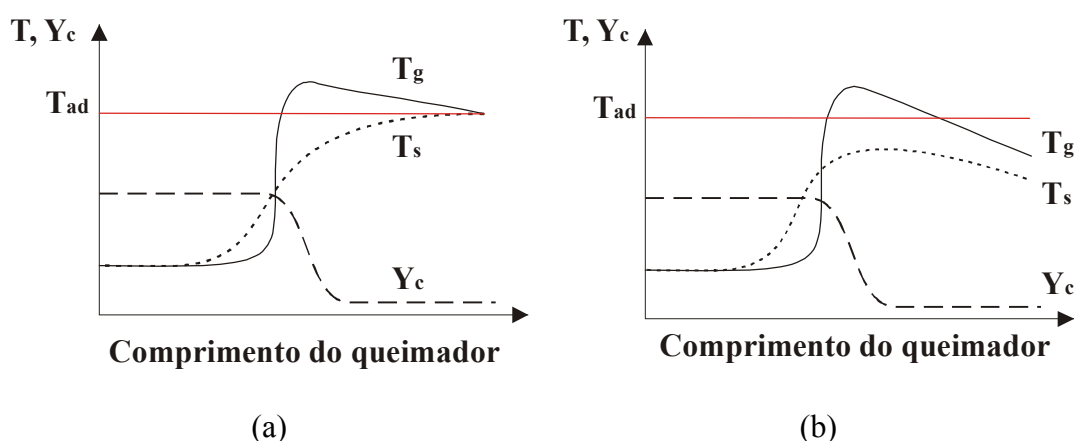


Figura 2.6. Representação esquemática dos perfis de concentração de combustível (Y_c) e temperaturas das fases sólida (T_s) e gasosa (T_g) para dois queimadores porosos: (a) infinito e (b) finito (sujeito à perda de calor na fronteira de saída).

Para compreender melhor os perfis de temperatura apresentados para os queimadores (a) e (b), deve-se analisar melhor a interação entre a reação química e o processo de transferência de energia entre as fases gás e sólido. Os gases entram no queimador a uma certa temperatura inicial e, à medida que escoam, são aquecidos devido à troca de calor com a fase sólida. Desta forma, pode-se observar um balanço entre os fluxos de calor por condução e radiação através do meio e o fluxo convectivo carregado pela mistura. Em um determinado ponto ocorre a ignição dos reagentes e o calor gerado pela reação química é balanceado pela condução e radiação. Os produtos da reação escoam na direção da superfície de saída do queimador, aquecendo o meio poroso que, por sua vez, irradia e conduz calor para as regiões

mais frias antes da chama. Assim, logo ao entrar no meio poroso, T_s é maior que T_g , portanto, os gases são aquecidos pela matriz sólida. Em um determinado ponto, devido à reação de combustão, T_g supera T_s , fazendo com que os gases passem a aquecer o sólido. A temperatura da fase gasosa atinge o seu máximo na posição da frente de chama e, em seguida, diminui. Após a reação de combustão, no queimador infinito (a), a queda de T_g se explica porque o gás transfere calor para o sólido até entrarem em equilíbrio termodinâmico na temperatura de chama adiabática (T_{ad}). No entanto, para o queimador finito (b), o gás transfere calor para o sólido, enquanto que este diminui devido à transferência de calor por radiação do sólido para o ambiente (Pereira, 2002 e Catapan 2007). A concentração de combustível (Y_c) permanece constante até a posição da frente de chama, onde atinge o limite de inflamabilidade devido a alta temperatura do meio e ocorre a reação química do combustível, transformando os reagentes em produtos de combustão.

2.4. Trabalhos relativos ao tema

A combustão em meios porosos inertes vem sendo investigada nos últimos 30 anos tanto experimentalmente, incluindo a concepção de equipamentos, quanto teórico e computacionalmente. A seguir serão apresentados os principais trabalhos relativos ao tema.

Sistemas de combustão com recirculação de calor foram primeiramente analisados por Hardesty e Weinberg (1974). O pré-aquecimento dos reagentes favorece a utilização de combustíveis de baixo poder calorífico, conforme apresentado por Tanaka et al. (2001). Os trabalhos experimentais utilizando um meio poroso como câmara de combustão foram iniciados na década de 1980, nos quais diferentes configurações de queimadores porosos foram estudados (Kotani e Takeno, 1982 e Kotani et al., 1984).

Através de um modelo de combustão, Tong et al. (1987) investigaram a transferência de calor por radiação em um queimador poroso radiante. Os resultados mostraram que a intensidade da radiação emitida do queimador para o ambiente externo através da superfície de saída, para uma dada mistura ar-combustível, depende principalmente da posição da região de reação de combustão em relação à superfície de saída, da espessura óptica do meio poroso e do espalhamento que ocorre no interior da estrutura porosa.

Tong et al. (1989) realizaram uma análise teórica para verificar a influência do diâmetro da fibra que forma a matriz porosa na radiação emitida pelo queimador radiante. No trabalho utilizaram um modelo de transferência de calor baseado na solução da equação da conservação da energia térmica para o meio poroso e na equação de transferência de radiação RTE para calcular a radiação emitida pelo queimador, considerando a reação de combustão

como uma fonte de calor volumétrica constante. A análise foi realizada para temperaturas de 1000 e 1500°C. As fibras selecionadas foram sílica e alumina. Assim, determinaram que com a redução do diâmetro da fibra de sílica para 1 μm , a intensidade total da radiação térmica emitida pode aumentar em até 63 %, para uma temperatura de 1000°C e 109 % para 1500°C. Para alumina o aumento pode ser de 72 e 150 %, considerando, respectivamente, as mesmas temperaturas e a redução para o mesmo diâmetro de fibra.

Pavel e Mohamad (2004) realizaram um estudo numérico e experimental para avaliar os efeitos de um material poroso metálico, inserido em um tubo com uma taxa de transferência de calor constante na superfície do tubo. Avaliando parâmetros como a porosidade, o diâmetro do material poroso, a condutividade térmica, o número de Reynolds e a queda de pressão no meio poroso, pode-se observar a importância da determinação experimental das características do meio poroso. Levando-se em consideração que um resultado numérico satisfatório depende fortemente destas características.

A utilização de queimadores porosos para aplicação doméstica começou a ser investigada por Marks e Pickenäker (1998). Desde então, estudos numéricos e experimentais começaram a surgir utilizando um meio poroso como câmara de combustão e trocador de calor, visando o aquecimento de água (Brenner et al., 2000).

2.5. Efeitos da Perda de Calor Lateral no Queimador Poroso

Queimadores porosos radiantes tem sido estudados e analisados para as mais diversas aplicações. De forma geral, um queimador poroso é composto por um tubo isolado lateralmente e contendo em seu interior um material poroso. Este pode ser desde uma espuma cerâmica até um material metálico. A lateral do queimador é isolada quando se deseja aumentar a energia emitida por radiação na sua superfície.

Pereira (2002) investigou teórico e experimentalmente a combustão de metano e ar pré-misturados em um meio poroso inerte, visando o desenvolvimento de queimadores porosos radiantes. A câmara de combustão do queimador testado era isolada lateralmente e a eficiência foi baseada na energia emitida por radiação na superfície do queimador.

A Figura 2.7 apresenta o desenho esquemático do queimador poroso testado por Pereira (2002).

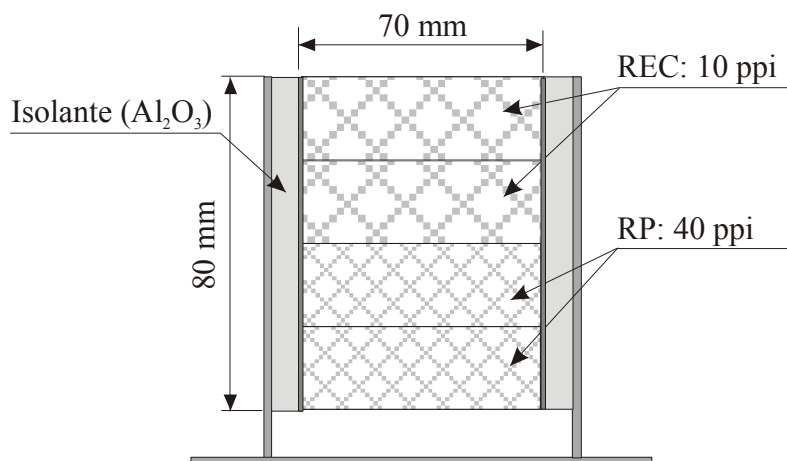


Figura 2.7. Desenho esquemático do queimador poroso isolado lateralmente testado por Pereira (2002).

Utilizando uma espuma cerâmica de zircônia-alumina, Pereira (2002) obteve uma razão de equivalência máxima de 0,65 e velocidades de chama de até 55 cm/s. O valor da razão de equivalência máxima foi limitada devido a temperatura do meio poroso, sendo que para o material utilizado a temperatura máxima permitida de forma que não ocorram deformações na cerâmica é de 1550 °C. A Figura 2.8 apresenta o diagrama de operação do queimador testado.

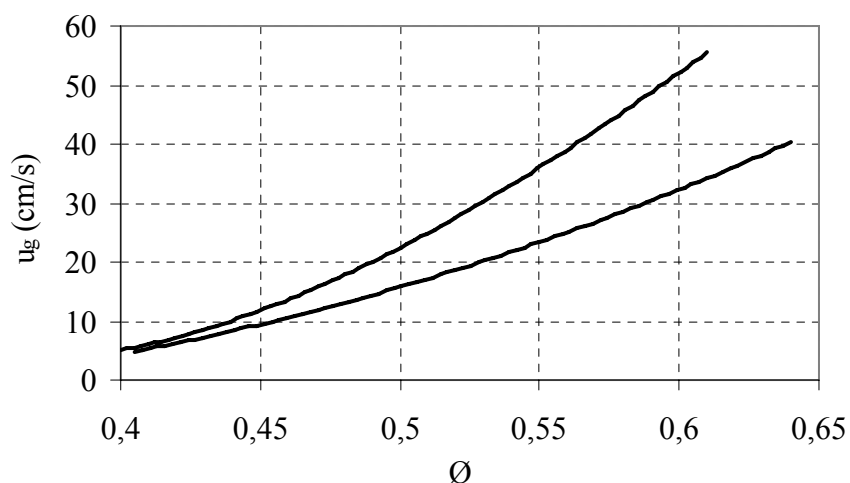


Figura 2.8. Diagrama de operação do queimador testado por Pereira (2002).

Catapan (2007) estudou as características de um queimador poroso radiante, confinado em um ambiente de elevada temperatura. A Figura 2.9 apresenta o diagrama de operação apresentado por Catapan (2007) para um ambiente de elevada temperatura.

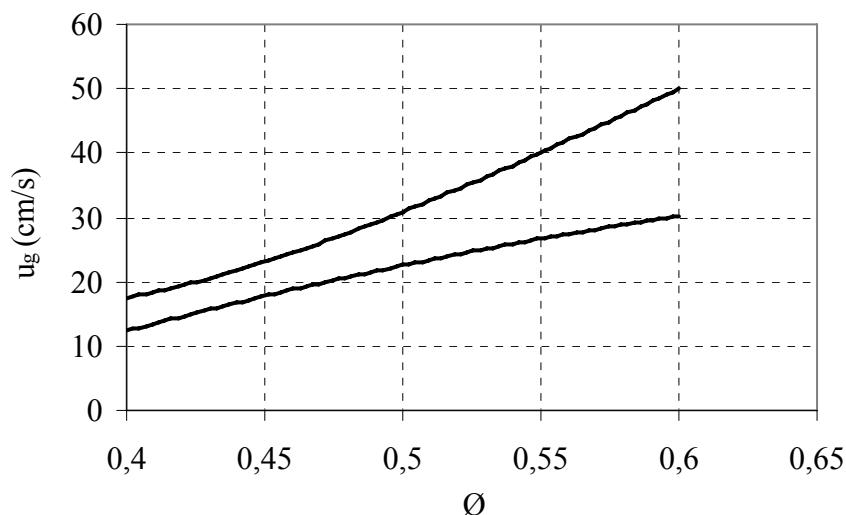


Figura 2.9. Limites de estabilidade de chama para o queimador poroso radiante operando em um ambiente confinado a 500°C (Catapan, 2007).

O queimador testado por Catapan (2007) era isolado lateralmente e utilizava uma placa com um orifício para injeção da mistura reagente na cerâmica porosa. Medições detalhadas dos limites de estabilidade de chama, das emissões de monóxido de carbono (CO), de dióxidos de nitrogênio (NO_x) e da eficiência de radiação foram realizadas. Para o queimador operando em um ambiente confinado, a razão de equivalência máxima obtida foi 0,6 e velocidade de chama de 56 cm/s. A utilização de um trocador de calor integrado na câmara de combustão para refrigerar o meio poroso durante o processo de combustão, pode reduzir a temperatura do material poroso, diminuir a sua degradação térmica e possibilitar um aumento da faixa de razão de equivalência.

Trimis e Durst (1996) avaliaram numericamente e experimentalmente a combustão em meio poroso com um trocador de calor integrado. O queimador foi projetado para utilizar combustíveis gasosos. As vantagens verificadas na utilização da combustão em um meio poroso inerte foram: alargamento da zona de reação, resultando em uma combustão mais completa; alta taxa de transporte de calor entre as fases gás e sólido (meio poroso), resultando na condição de quase-equilíbrio; altas velocidades de combustão e diminuição da temperatura na zona de reação, resultando em uma baixa emissão de NO_x .

O queimador destes autores foi construído com dois meios porosos de diferentes porosidades, contendo assim a região de pré-aquecimento (RP) e a região de combustão (REC). Este procedimento foi aplicado para facilitar a estabilidade da chama na interface das regiões RP e REC.

A Figura 2.10 apresenta um desenho esquemático do queimador testado. Foram aplicadas potências de 5 a 15 kW e foram obtidas eficiências térmicas na faixa de 94 a 98%.

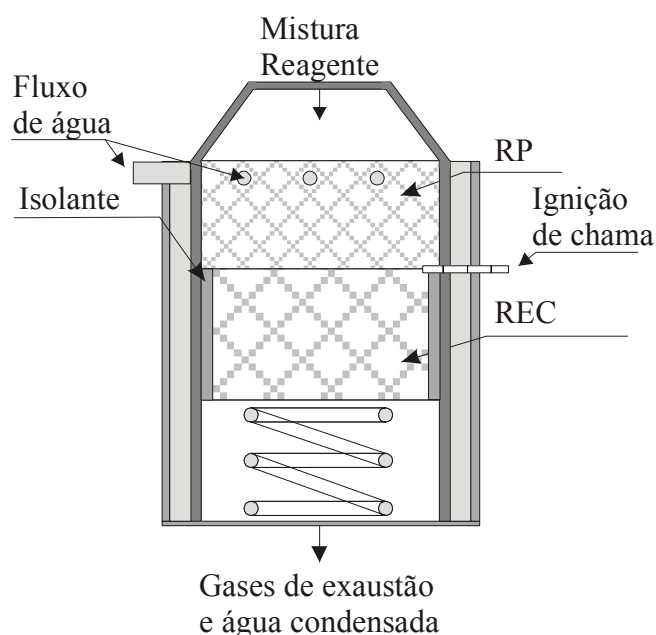


Figura 2.10. Desenho esquemático do queimador construído por Trimis e Durst (1996).

Segundo os autores as vantagens encontradas para a utilização de um trocador de calor integrado à câmara de combustão são:

- Um queimador poroso integrado com um trocador de calor resulta em um volume de 10 a 15 vezes menor que a maioria dos sistemas de queimadores com trocadores de calor;
- O queimador poroso tem uma ampla faixa de variação de potência entre a máxima e a mínima potências possíveis de serem atingidas (20:1);
- O queimador pode apresentar emissões de poluentes muito baixas, podendo ser melhorado de acordo com o material cerâmico disponível e suas propriedades de transferência de calor.

A seguir, serão apresentadas algumas características dos materiais utilizados na fabricação de queimadores porosos.

2.6. Materiais

Os materiais porosos utilizados para fabricação de queimadores podem ser constituídos de compostos cerâmicos (também chamado de espumas cerâmicas) ou também

de fibras metálicas. De forma geral, as espumas cerâmicas são caracterizadas pela porosidade volumétrica e pela densidade linear. Howell et al. (1996) indicam que a porosidade volumétrica costuma ficar em torno de 85% e a densidade linear varia de 10 a 65 ppi.

Mößbauer et al. (1999) apresentam os materiais mais utilizados para fabricação de queimadores porosos, podendo citar as espumas cerâmicas constituídas de SiC, ZrO₂ ou C/SiC. Estruturas a base de Al₂O₃, malhas metálicas de ferro-cromo-alumínio ou aços a base de níquel também são apresentados. Materiais a base de ZrO₂ e Al₂O₃ podem operar em temperaturas acima de 1650°C. Os materiais constituídos de SiC e os metais são restritos a temperaturas mais baixas, geralmente em torno de 900 a 1300°C.

A Figura 2.11 apresenta algumas esponjas cerâmicas utilizadas em queimadores porosos.

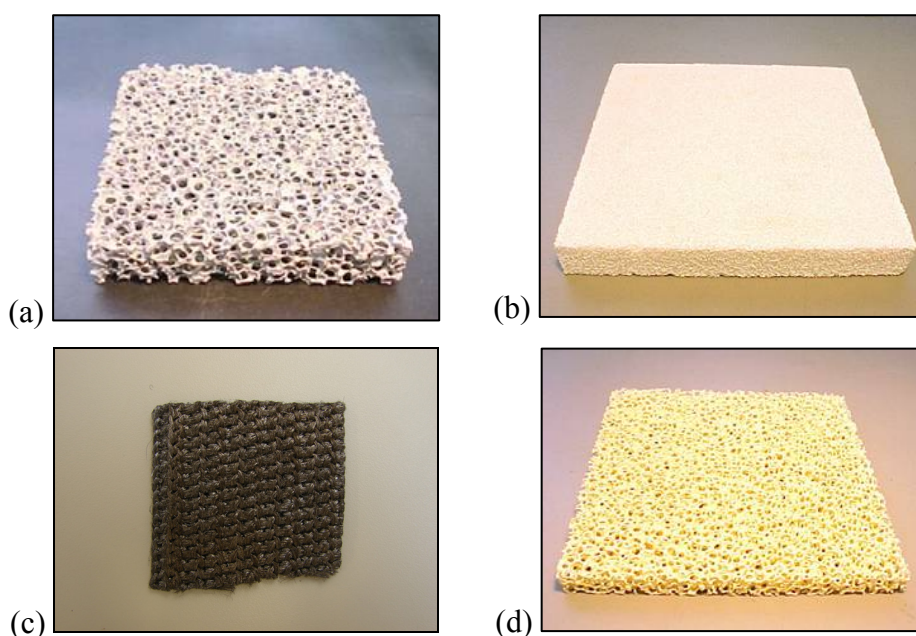


Figura 2.11. Espumas cerâmicas e fibras metálicas utilizadas em queimadores porosos, sendo: (a) carbeto de silício, (b) alumina, (c) fibra metálica (FeCrAlloy) e (d) zircônia.

O desempenho do meio poroso é sempre resultado da combinação das propriedades do material de que ele é constituído e da estrutura porosa em que ele se apresenta. Assim, a condutividade térmica de um meio poroso, por exemplo, será igual a algum tipo de média ponderada entre as condutividades da matriz sólida e dos gases que a preenchem, sendo que esta média especificamente dependerá do tipo de estrutura do meio. Quanto à emissividade, a estrutura em que se apresenta o meio poroso faz com que a emissividade efetiva do queimador seja diferente daquela associada ao seu material sólido constituinte (Pereira, 2002).

A Tabela 2.2 apresenta algumas propriedades de materiais utilizados na fabricação de queimadores porosos.

Tabela 2.2. Propriedades de alguns materiais utilizados em queimadores porosos.

Material	Temperatura máxima (°C)	Condutividade térmica (W/mK)	Emissividade do sólido a 2000 K
Óxidos de alumínio (Al_2O_3)	1700	5 - 30	0,28
Carbetos de silício (SiC)	1600	20 - 150	0,8 - 0,9
Metais (níquel polido / aço inox)	1250	10 - 28	-
Zircônia (ZrO_2)	2300	2 - 5	0,31

A escolha do material está relacionada à aplicação e à disponibilidade no mercado. Neste trabalho, foram usadas espumas de zircônia-alumina.

2.7. Presente contribuição

O tema central do presente trabalho é investigar o comportamento de um queimador poroso com trocador de calor integrado (perda de calor lateral). Os principais efeitos a serem avaliados são: a transferência de calor dentro do meio poroso e como isto pode afetar a estabilidade de chama, a faixa de potência do queimador, os limites de estabilidade, a eficiência térmica (aquecimento de água) e as emissões de poluentes tais como o CO e o NO_x .

Adicionalmente, pretende-se investigar a geometria mais adequada para o queimador, de forma a obter um aquecedor de água menor que os atuais, com alta eficiência e baixa emissão de poluentes.

A seguir descreve-se o experimento realizado, a metodologia aplicada e os resultados obtidos com o queimador poroso desenvolvido.

CAPÍTULO 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo, apresenta-se o trabalho experimental desenvolvido com o queimador poroso com trocador de calor integrado. Aqui, será apresentada a bancada utilizada nos testes, a concepção básica do queimador construído, a metodologia aplicada e os resultados obtidos.

3.1. Bancada de testes

O queimador foi testado experimentalmente em uma bancada composta por medidores e controladores de vazão de gás (ar e gás natural) e líquido (água), sistema de aquisição de dados para leitura de temperaturas, reservatório de água e uma bomba radial para manter a fluxo de água constante durante o experimento. O desenho esquemático da bancada utilizada nos testes está apresentado na Figura 3.1.

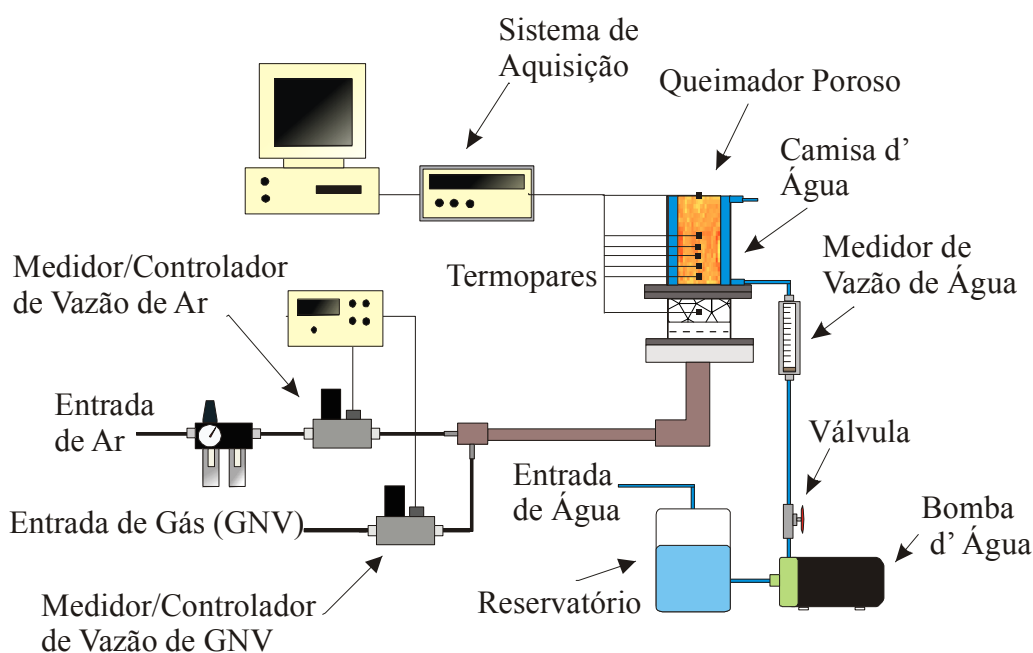


Figura 3.1. Desenho esquemático da bancada de testes utilizada nos experimentos.

As vazões de ar e gás natural foram medidas individualmente e em seguida misturadas em um tubo com 1,5 metros de comprimento, para garantir uma mistura homogênea dos reagentes na entrada do aquecedor.

Na medição de vazão de água foi utilizado um reservatório para manter a vazão e a pressão constantes durante todo o teste. Uma válvula do tipo agulha foi adicionada na saída da bomba para controlar a vazão de água. A medição da vazão foi realizada com um rotâmetro,

sendo que na entrada do rotâmetro foi instalada uma seção de tubo de 1 metro de comprimento, sem curvas ou estrangulamentos.

A temperatura no interior do meio poroso foi medida utilizando-se termopares Tipo R (platina / platina com 13% de ródio). Para a leitura da temperatura da água foram utilizados termopares Tipo K (cromel / alumel). Um sistema de aquisição de dados foi utilizado para converter o sinal analógico gerado pelos termopares em um sinal digital. A Tabela 3.1 apresenta a descrição dos principais componentes da bancada.

Tabela 3.1. Descrição dos principais componentes da bancada de testes.

Item	Componente	Marca	Modelo
1	Filtro regulador de pressão de ar e filtro coalescente	SCHULZ	F31-02AH (20 m) B35-02AHC (0,3 m)
2	Medidor de ar	OMEGA	FMA-776 (0 a 500 lpm)
3	Medidor de GN	OMEGA	FMA-773A (0 a 50 lpm)
4	Controlador de ar e GN	OMEGA	FMA-78P2
5	Medidor de água (rotâmetro)	OMEGA	FL-400A (0 a 22 lpm)
6	Bomba de água	SCHNEIDER	BCR-2000 (Radial)
7	Termopares	OMEGA	Tipo R (Pt-Pt / Rh-13%) (-50 a 1768°C)
8	Termopares	OMEGA	Tipo K (NiCr / NiAl) (-20 a 650°C)
9	Sistema para aquisição de dados	AGILENT	34970A (40 canais)
10	Analisador de gases	QUINTOX Kane	KM-9106

Os testes foram realizados no interior de uma capela constituída por paredes de chapas metálicas, mesa de granito, janelas frontais de vidro e acoplada a uma coifa com exaustor (3000 m³/h) para sucção dos gases da combustão. No Apêndice A podem ser observadas algumas fotografias da bancada e dos sistemas que a compõem.

3.1.1. Concepção básica do queimador

O queimador poroso com trocador de calor integrado é constituído basicamente pelo meio poroso envolto por uma camisa d'água. Esta configuração permite o aproveitamento das altas taxas de transferência de calor por condução e radiação (intrameio) entre o queimador e a camisa d' água. A Figura 3.2 mostra uma concepção básica do sistema proposto. Ressalta-se que como o foco deste trabalho é a análise do comportamento da combustão do meio poroso com a perda de calor lateral, não é utilizado um trocador de calor gás/líquido para recuperar a energia térmica dos gases após deixarem o meio poroso.

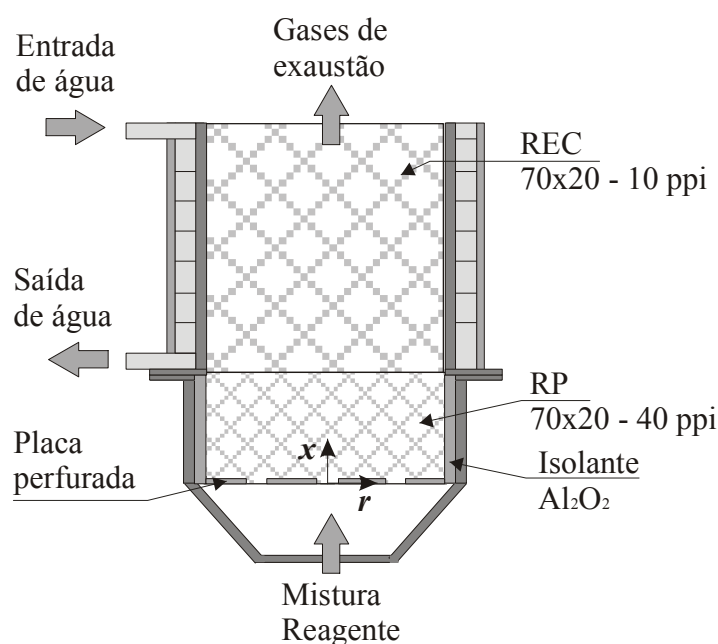


Figura 3.2. Concepção básica do queimador poroso com trocador de calor integrado utilizado nos experimentos.

Para o queimador foram utilizadas espumas cerâmicas com 65% de zircônia e 35% de alumina, podendo operar com temperaturas até 1600°C. Na região de pré-aquecimento (RP), situada abaixo da frente de chama, foram utilizadas cerâmicas com 40 ppi e 86% de porosidade. Cerâmicas com 10 ppi e 90% de porosidade foram utilizadas para a região de estabilização de chama (REC). Este procedimento foi utilizado porque a diminuição do tamanho dos poros promove a estabilização da chama na interface entre a RP e a REC. A Figura 3.3 apresenta as cerâmicas utilizadas nos testes.

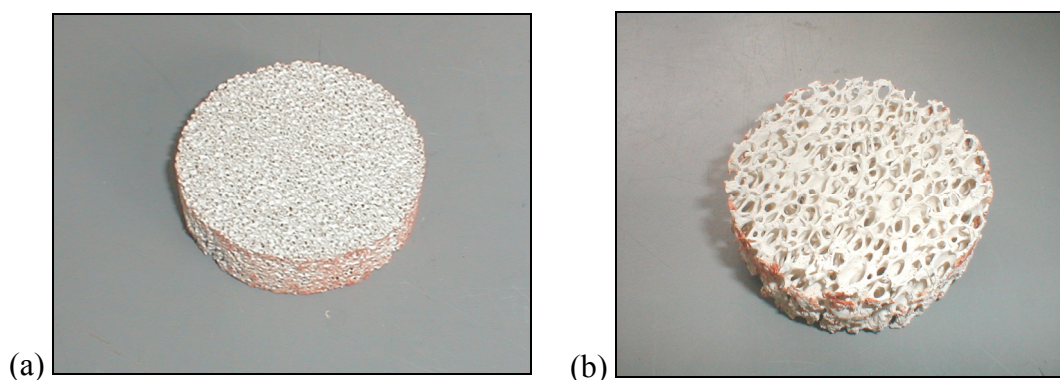


Figura 3.3. Espumas cerâmicas de zircônia-alumina testadas: (a) 40 ppi e 86% de porosidade; (b) 10 ppi e 90 % de porosidade.

Na base do queimador, antes da entrada dos reagentes no meio poroso, foram adicionadas uma tela de aço inox e uma placa perfurada com um pequeno número de furos e com diâmetros muito maiores que o tamanho do poro. A tela metálica auxilia na destruição de grandes recirculações no escoamento de entrada. A placa perfurada foi inserida antes das espumas cerâmicas para promover a aceleração local da mistura reagente, permitindo a estabilização de chamas cônicas ancoradas nos furos. Esta alternativa mostrou-se ser uma eficiente maneira de ampliar os limites de estabilidade destes queimadores (Oliveira et al., 2004 e Catapan et al., 2005). A Figura 3.4 apresenta o queimador poroso integrado com um trocador de calor utilizado nos experimentos.



Figura 3.4. Queimador poroso integrado com um trocador de calor utilizado nos experimentos.

3.1.2. Sistemas de suprimento de ar, gás combustível e água

O sistema de suprimento de ar é constituído por uma linha de ar comprimido de 10 bar de pressão (manométrica), ligada a um filtro regulador de pressão (elemento filtrante de 20 μm) e um filtro coalescente (elemento filtrante de 0,3 μm), onde o óleo e a umidade do ar

comprimido são extraídos e a pressão reduzida para 4 bar. A medição e o controle de vazão foram realizados por uma válvula reguladora e controladora de vazão munida de um sensor de vazão térmico da marca OMEGA (modelo FMA-776). O tratamento dos sinais de medição e de controle da válvula é efetuado por um controlador/medidor também da marca OMEGA (modelo FMA-78P2), conectado através de cabos com a válvula (FMA-776). A faixa de medição do equipamento é de 0 a 500 lpm. A incerteza de medição fornecida pelo fabricante é de ± 1 lpm. A faixa de vazão utilizada nos experimentos variou de 50 a 330 lpm.

O sistema de alimentação de combustível (gás natural comprimido), é feito por meio de um cesto de cilindros capaz de armazenar o gás natural comercial a uma pressão de até 240 bar. Os cilindros são interligados através de um *manifold*, de onde parte uma única tubulação de alta pressão. Uma válvula reguladora de pressão reduz a pressão para que o gás natural seja transportado até à bancada experimental em um nível mais adequado, seguro e de acordo com as especificações dos equipamentos. Devido à brusca redução de pressão que ocorre nas válvulas redutoras, a temperatura do gás pode chegar a -50 °C causando um efeito de enrijecimento na membrana da válvula e uma posterior quebra. Para conservar a integridade das válvulas redutoras, é utilizado um sistema composto por um aquecedor elétrico de água, um reservatório de água e uma bomba que circula a água no interior das válvulas.

A medição e o controle de vazão do combustível foram realizados por uma válvula com sensor de vazão OMEGA (modelo FMA-773a), conectada a um medidor/controlador também da OMEGA (modelo FMA-78P2). A faixa de medição do equipamento é de 0 a 50 lpm. A incerteza de medição é de $\pm 0,6$ lpm (calibrados a 21°C , 1 atm). A faixa de vazão utilizada nos experimentos foi de 2 a 20 lpm.

Nota-se que os medidores de vazão de ar e gás natural funcionam por um princípio térmico. A medição é efetivamente feita em uma dada parcela do escoamento, que é desviada para um canal secundário dotado de duas tomadas de temperatura em suas extremidades e uma resistência elétrica entre elas, que fornece a esta parcela do escoamento uma quantidade conhecida de energia. Assim, medindo-se a temperatura do gás na entrada e na saída do canal, pode-se calcular a vazão que escoou pelo tubo secundário e, baseado em uma função desenvolvida pelo fabricante durante a calibração do instrumento, a vazão total que passa pelo medidor.

A mistura entre os fluxos de ar e combustível ocorre em um tubo de 1 metro de comprimento e 25 mm de diâmetro ($L/D = 40$). Dentro deste tudo o escoamento está em regime turbulento (número de Reynolds variando de $2,49 \cdot 10^3$ a $1,61 \cdot 10^4$), promovendo a homogeneização da mistura.

O sistema de suprimento de água é composto por um reservatório, uma bomba de água, uma válvula agulha e um rotâmetro. A água proveniente da rede pública abastece um reservatório de aproximadamente 30 litros, que é então bombeada para o aquecedor pela bomba de água. O controle de vazão foi realizado por uma válvula agulha posicionada na saída da bomba. A leitura da vazão foi realizada por um rotâmetro OMEGA (modelo FL-400a) com faixa de vazão de 0 a 22 lpm. A faixa utilizada nos experimentos foi de 2,7 e 4,8 lpm. A incerteza de medição do rotâmetro Omega / FL – 400a é estimada em 5% do valor da leitura, o qual implica em 0,25 lpm no fundo de escala.

O rotâmetro foi calibrado utilizando-se um reservatório de água (com 0,8 kg sem carga) de 20 litros, uma balança eletrônica da marca Urano (com faixa de capacidade de 0,125 a 25 kg e divisão 0,005 kg) e um cronômetro digital. O procedimento consistiu em armazenar no reservatório o fluxo de água constante que passava pelo rotâmetro e marcar o tempo necessário no cronômetro. A faixa de vazão calibrada foi de 1,1 a 6,2 lpm e a faixa de erro encontrada entre os valores apresentados pelo rotâmetro e o real (valor medido com a balança) foi de 5,4 a 0,4 %, respectivamente. Nos testes foram utilizadas vazões constantes (valor indicado na calibração) de 2,70 e 4,86 lpm, apresentando um erro de 2,4 e 1,3%, respectivamente. O erro encontrado está abaixo da incerteza de medição estimada em 5%.

3.1.3. Medição de temperatura

As temperaturas no interior do meio poroso e na superfície do queimador foram medidas utilizando-se termopares Tipo R (Pt – Pt/Rh 13%) com 0,254 mm (0,01 polegadas) de diâmetro, isolados por tubos cerâmicos de dois furos a base de alumina (resistentes até 1.950°C e diâmetro de 1,59cm), com a ponta soldada exposta ao escoamento.

Para a leitura de temperatura da água foram utilizados termopares Tipo K (NiCr - NiAl) com 0,254 mm (0,01 polegadas) de diâmetro, com isolamento de teflon, instalados a 3 cm de distância da entrada e saída de água do aquecedor.

No queimador foram instalados seis termopares no centro da espuma cerâmica, seis termopares a uma distância de 5 mm da parede interna da câmara de combustão e um termopar na superfície de saída. Devido às dificuldades construtivas do queimador, os termopares não puderam ser espaçados uniformemente. A Figura 3.5 apresenta a configuração do aquecedor utilizado nos testes.

A ponta do termopar entra em equilíbrio térmico com os gases e com o sólido através de convecção, radiação e condução. Assim, a medição fornecida por estes sensores deve ser entendida como uma média entre as temperaturas do gás e do sólido naquela posição.

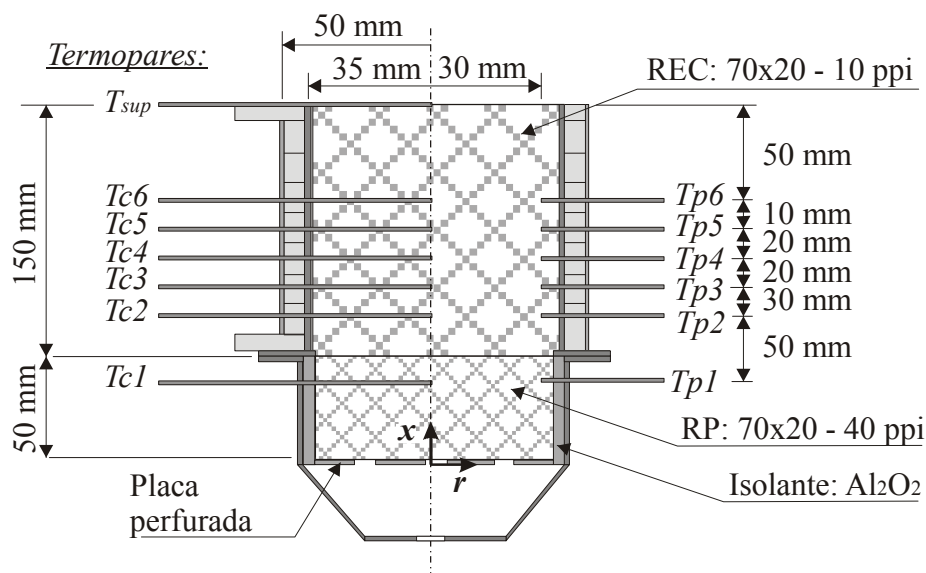


Figura 3.5. Configuração do aquecedor empregado nos testes.

A incerteza de medição máxima dos termopares tipo R é estimada em $\pm 10^{\circ}\text{C}$ nas temperaturas medidas e dos termopares tipo K é estimada em $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Catapan (2005) apresenta uma discussão detalhada dos erros de medição possíveis de ocorrerem neste tipo de instalação.

A aquisição dos dados de temperatura foi feita por meio do sistema de aquisição Agilent 34970A, em conjunto com o software HP BenchLink Data Logger.

3.1.4. Medição de concentração de gases

A medição da concentração dos gases de combustão foi realizada utilizando-se um analisador de gases da marca Kane, onde foram avaliadas as composições de CO, NOx e C_xH_y . Para homogeneizar a mistura dos gases na saída do queimador, foi construída uma chaminé e adaptada na superfície do queimador. A chaminé possui um diâmetro de 70 mm e altura de 500 mm.

No centro da chaminé foi inserida uma sonda refrigerada por onde escoam os gases de combustão até o analisador de gases. Esta sonda é constituída por dois tubos concêntricos entre os quais escoam água para o resfriamento dos gases de exaustão. A Figura 3.6 apresenta um desenho esquemático da sonda utilizada nos testes.

A extremidade da sonda ficou posicionada na região central do escoamento. A refrigeração dos gases é necessária para reduzir a temperatura dos gases na saída do queimador, evitando sobreaquecimento dos sensores de gases, e para impedir que os gases continuem reagindo na mangueira de sucção antes de chegar no aparelho.

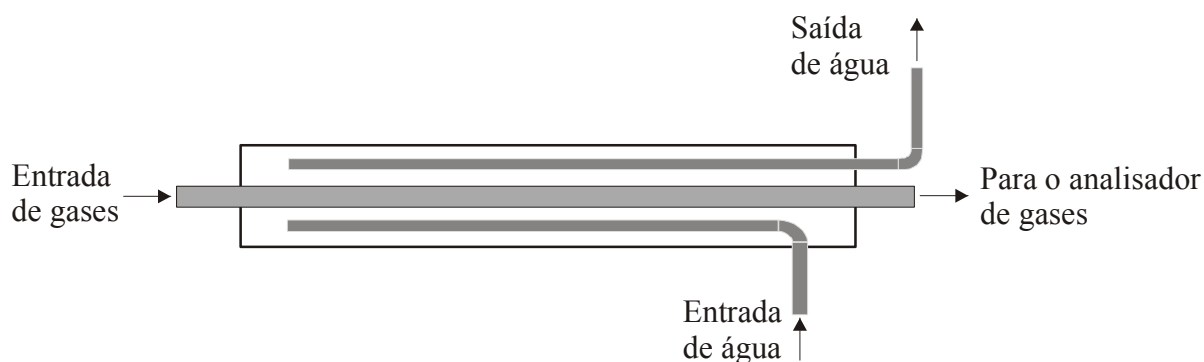


Figura 3.6. Desenho esquemático da sonda refrigerada utilizada para medição da composição dos gases de combustão.

A Tabela 3.2 apresenta a faixa de operação e a incerteza de medição do aparelho fornecidas pelo fabricante.

Tabela 3.2. Faixa de operação e incerteza para o analisador de gases.

Componente	Resolução	Incerteza	Faixa de operação
Monóxido de carbono	1 ppm	± 20 ppm para medições até 400 ppm $\pm 5\%$ da leitura para medições entre 400 e 2000 ppm	0 - 10.000 ppm
Óxido de nitrogênio	1 ppm	± 5 ppm para medições até 100 ppm	0 - 5.000 ppm
Dióxido de nitrogênio	1 ppm	± 5 ppm para medições até 100 ppm	0 - 1.000 ppm
Dióxido de enxofre	1 ppm	± 5 ppm para medições até 100 ppm $\pm 5\%$ da leitura para medições acima de 100 ppm	0 - 5.000 ppm
Hidrocarbonetos	0,01%	$\pm 7\%$ da leitura ou ± 30 ppm	0 - 3.000 ppm

3.2. Metodologia

A metodologia aplicada é baseada na experiência adquirida ao longo do trabalho, bem como em relatos obtidos na literatura (Hsu et al., 1993, e Çatapan, 2007).

Primeiramente, é acesa a chama de forma manual na parte superior do aquecedor, utilizando-se um ponto inicial (\emptyset ; u_{ch}) de forma que a frente de chama penetre rapidamente para o interior do meio poroso até atingir a interface entre a RP e REC. Esta condição é mantida estacionária, por aproximadamente 10 minutos, até que o meio atinja temperaturas de até 1400°C. O ponto inicial de razão de equivalência e velocidade de chama utilizado em

todos os ensaios foi 0,8 e 34,10 cm/s, respectivamente. Em seguida, é ajustado o ponto que se deseja testar e espera-se a estabilização da chama. A posição da frente de chama é definida como sendo coincidente com o termopar de maior temperatura. A chama foi considerada estável quando as temperaturas lidas nos termopares permaneceram com variações de no máximo 5°C por um tempo mínimo de 20 minutos.

Os limites de estabilidade de chama (LEC) foram determinados mantendo-se a razão de equivalência constante e variando-se a velocidade média do escoamento em pequenos incrementos. O limite inferior de estabilidade (LIE) foi definido como sendo o ponto em que a frente de chama penetra na RP, identificado pela leitura do Termopar 1 instalado a 3 cm abaixo da interface (RP/REC). O limite superior de estabilidade (LSE) foi definido como sendo o ponto em que a frente de chama atinge o Termopar 6 (instalado pouco acima do centro da REC) – ver Figura 3.5. Quando a frente de chama ultrapassa o Termopar 6 (localizado próximo ao centro do queimador), a eficiência é extremamente reduzida devido a menor área de troca de calor, já que apenas a região superior da câmara fica aquecida.

A máxima razão de equivalência utilizada foi definida em função da temperatura de operação no interior do meio poroso. Para um queimador de zircônia-alumina, temperaturas acima de 1600°C resultam em uma mudança na estrutura cerâmica – mudança de coloração e aparecimento de pontos vitrificados (Pereira, 2002). Sendo assim, a temperatura máxima foi fixada em 1550°C.

As medições foram efetuadas mantendo-se a vazão de água constante em 2,7 e 4,8 lpm.

A aquisição dos dados durante os experimentos foi realizada automaticamente em intervalos de 5 segundos. Os resultados de temperatura apresentados neste trabalho são médias dos últimos 20 minutos de estabilização de chama. O Apêndice C apresenta o cálculo de propagação de erros para as incertezas de medição das variáveis de interesse. Na Tabela 3.3 apresenta-se as máximas incertezas de medição das variáveis de interesse.

Tabela 3.3. Incertezas de medição máximas das variáveis de interesse.

Variável	$\pm IM_i$	Variável	$\pm IM_i$
\emptyset	0,11	\dot{V}_{ag} (lpm)	0,24
u_g (cm/s)	4,3	Q_{ag} (kW)	0,53
\dot{V}_{gas} (lpm)	0,6	T_g (K)	10
\dot{V}_{ar} (lpm)	1	T_{ag} (K)	1

3.3. Resultados experimentais

A seguir são apresentados os resultados experimentais e a análise realizada. A composição do gás natural fornecida pela empresa distribuidora (SCGÁS) é apresentada na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Composição do gás natural fornecida pela empresa distribuidora (SCGÁS).

Componente	Composição volumétrica (%)
Nitrogênio	1,155
CO ₂	0,991
Metano	88,940
Etano	5,992
Propano	1,941
N-Butano	0,422
I-Butano	0,247
N-Pentano	0,099
I-Pentano	0,117
Hexano	0,098

3.3.1. Diagrama de operação

O diagrama de operação definindo os limites inferior (LIE) e superior (LSE) de estabilidade está apresentado na Figura 3.7.

Os pontos intermediários representam a faixa de operação (limite de estabilidade – LE). O aquecedor foi testado para razões de equivalência entre 0,58 e 0,70. Esta faixa de razão de equivalência foi determinada experimentalmente em função das temperaturas obtidas no meio poroso, ou seja, para razões de equivalência acima de 0,70 a temperatura ultrapassa o valor de 1550 °C, podendo causar trincas e deformações na cerâmica. Assim, a temperatura máxima obtida foi de 1520°C no interior do meio poroso, com potências (reação de combustão) de até 2910 kW/m² (para a área da seção transversal do queimador).

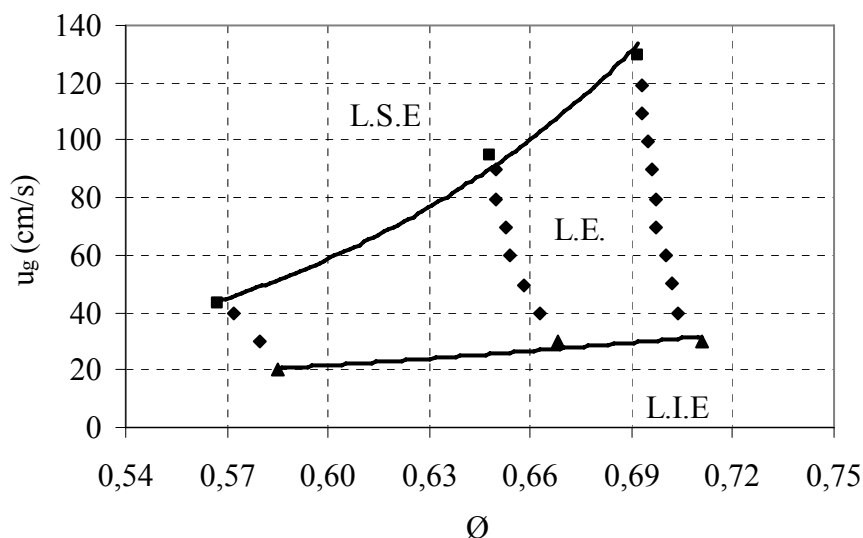


Figura 3.7. Diagrama de estabilidade formado pela velocidade média do escoamento em função da razão de equivalência.

Observa-se que a máxima razão de equivalência obtida foi de 0,71. A máxima velocidade média de escoamento foi de 129 cm/s.

Pereira (2002) estudou o mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes, utilizando isolante a base de Al_2O_2 na lateral do queimador, com o objetivo de aumentar a parcela de energia dissipada por radiação na superfície. O meio poroso testado foi de zircônia-alumina e o combustível utilizado foi metano e ar pré-misturados. A máxima potência obtida foi de 1119 kW/m² para uma razão de equivalência de 0,60 e velocidade média do escoamento 58 cm/s. A máxima razão de equivalência utilizada foi 0,6 devido à temperatura limite do meio poroso (1550°C). Nota-se que aqui, com a perda de calor lateral, obteve-se uma potência da ordem de 2,5 vezes maior que Pereira (2002).

3.3.2. Influência da variação do fluxo de água

A influência do fluxo de água na estabilização da chama foi avaliada. Os testes foram realizados para vazões de água constantes em 2,70 e 4,85 lpm.

As Figuras 3.8 e 3.9 mostram a influência da variação do fluxo de água na distribuição de temperatura medida no centro do meio poroso. Os pontos utilizados para a velocidade média do escoamento representam os limites superior e inferior de estabilidade, para uma mesma razão de equivalência.

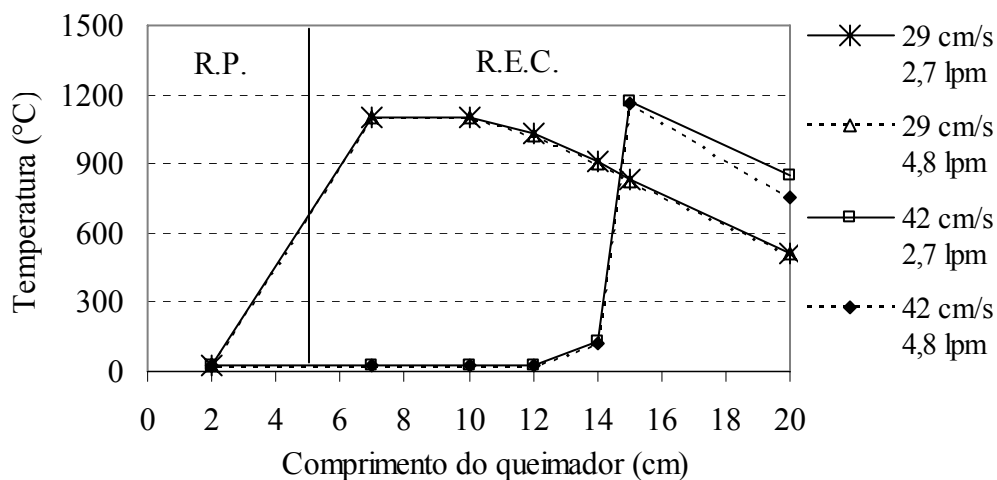


Figura 3.8. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\varnothing=0,58$).

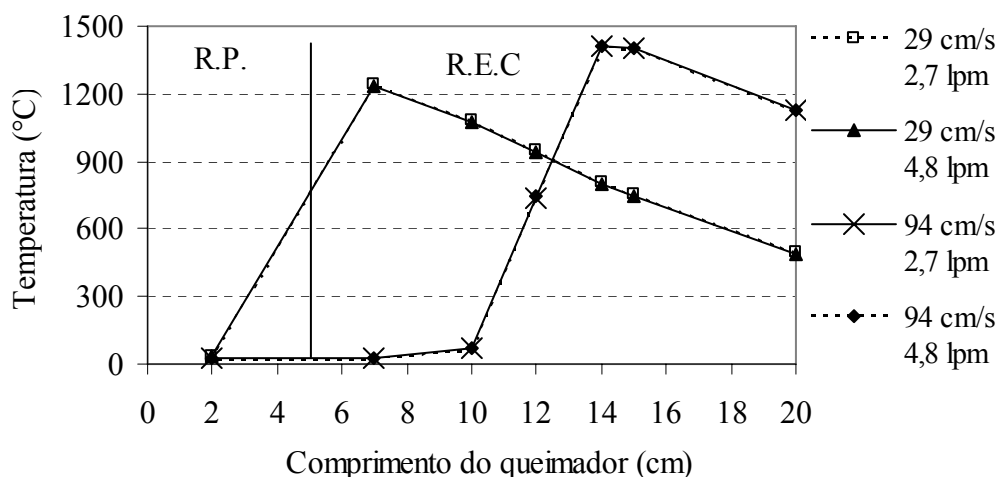


Figura 3.9. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\varnothing=0,66$).

Pode-se notar que não existem pontos de medição de temperatura entre as regiões de estabilização de chama (REC) e pré-aquecimento (RP). Assim, as linhas contínuas que conectam as medições não representam fielmente o gradiente de temperatura nesta região, sendo utilizadas somente para facilitar a representação das medições. As curvas sobrepostas indicam que a variação do fluxo de água não apresentou influência na estabilidade da chama, ou seja, a taxa de transferência de calor da câmara de combustão para a água permanece constante. Com o aumento do fluxo de água, a máxima variação de temperatura medida no interior do queimador pelos termopares localizados no centro do meio poroso foi 28 °C, representando uma variação de 3% em relação à temperatura medida com menor fluxo de

água. A Figura 3.10 apresenta a influência da variação do fluxo de água na distribuição de temperatura medida no centro do meio poroso para a razão de equivalência de 0,7.

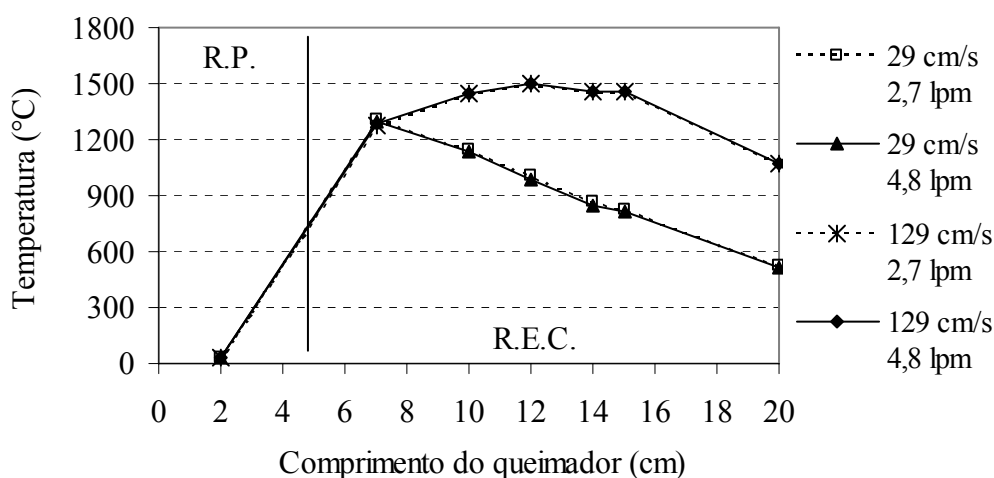


Figura 3.10. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no centro do meio poroso ($\phi=0,70$).

A influência da variação do fluxo de água na temperatura medida próxima à parede da câmara de combustão, foi avaliada para uma razão de equivalência 0,7 e velocidade média de escoamento de 70 cm/s. Assim, a máxima variação de temperatura encontrada foi 22 °C, representando cerca de 4% em relação à temperatura medida com menor fluxo de água.

Como se espera, a temperatura máxima cresce com a razão de equivalência, assim como cresce o limite superior de estabilidade.

Os resultados que seguem foram obtidos para uma vazão constante de água de 2,70 lpm.

3.3.3. Posição da frente de chama

O avanço da frente de chama em função do aumento da velocidade média do escoamento para uma mesma razão de equivalência está demonstrado nas Figuras 3.11, 3.12 e 3.13.

A posição da frente de chama foi identificada como sendo coincidente com a região em que ocorre a máxima temperatura no centro do meio poroso. Deve-se ressaltar que devido à ausência de termopares na região da interface entre REC e RP, novamente as linhas não representam corretamente a temperatura nesta região.

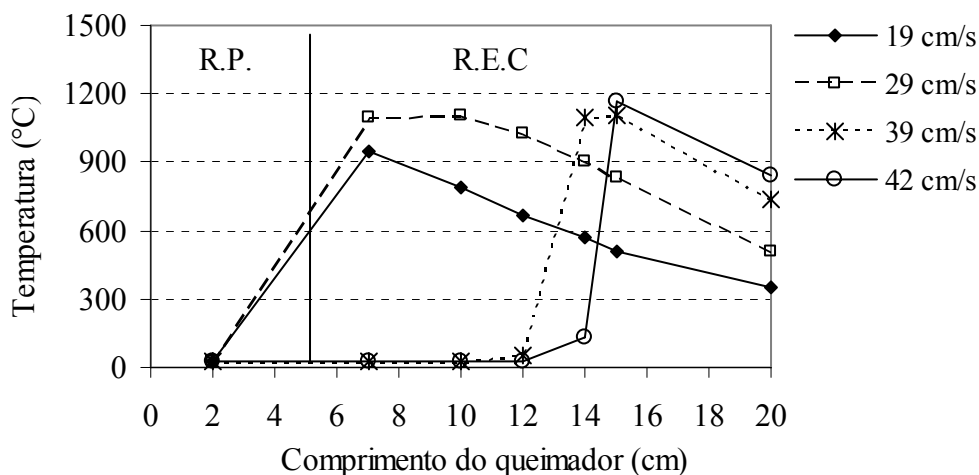


Figura 3.11. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\varnothing=0,58$).

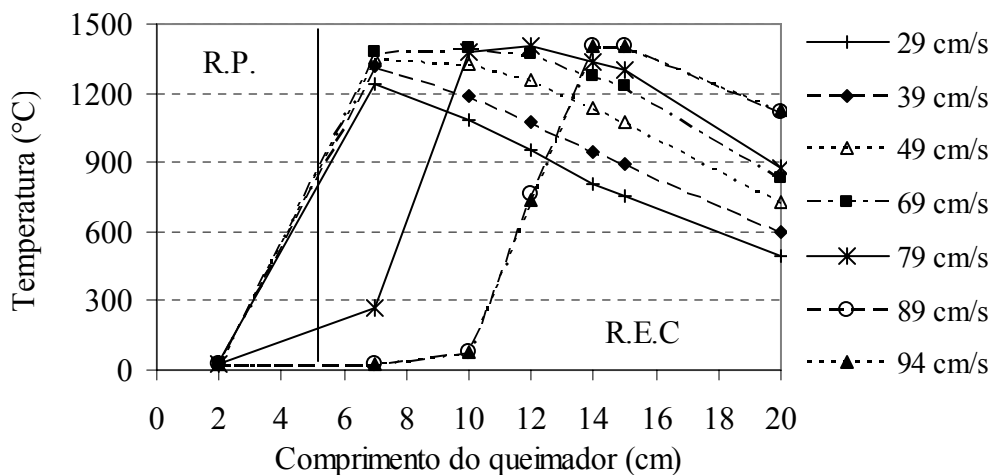


Figura 3.12. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\varnothing=0,66$).

Observa-se que a máxima temperatura tem a tendência de crescer com o aumento da velocidade média do escoamento. A razão é que a temperatura do escoamento tende a diminuir menos quando a vazão cresce. Com o aumento da velocidade média do escoamento, a frente de chama tende a deslocar-se para a saída do queimador. Nota-se que o gradiente de temperatura na região após a chama não depende fortemente da velocidade média do escoamento, indicando uma situação de fluxo de calor aproximadamente constante aplicado sobre o escoamento da água.

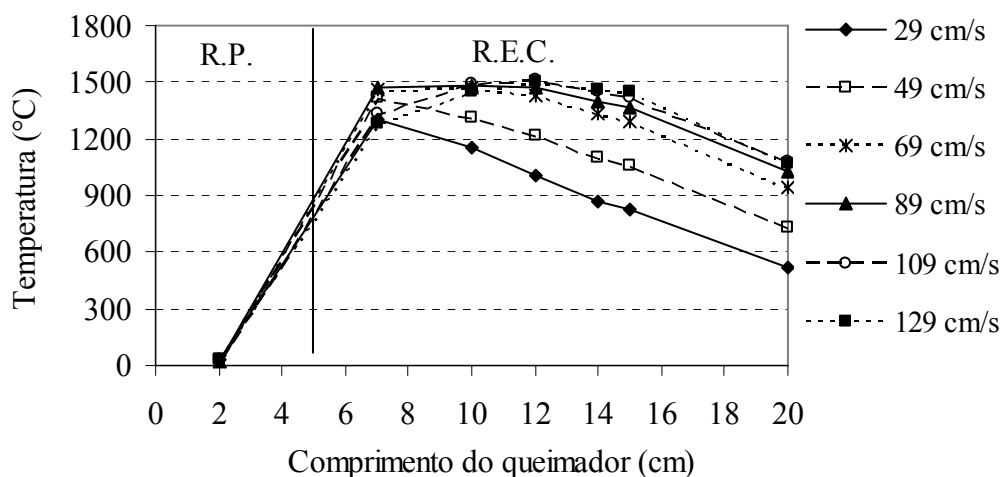


Figure 3.13. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade média do escoamento ($\varnothing=0,70$).

No presente trabalho não foi adicionado um isolante entre a região de estabilidade de chama (REC) e a camisa de água, com o objetivo de aumentar a taxa de troca de calor do meio poroso com a água. O resultado é uma redução acentuada da temperatura no meio poroso que se estende da interface entre as cerâmicas (RP/REC) até a superfície do queimador.

O queimador poroso com trocador de calor integrado construído por Trimis e Durst (1996), apresentou um perfil de temperatura quase constante na REC devido ao isolamento térmico utilizado entre o meio poroso e a camisa d' água. Este procedimento foi utilizado para reduzir o efeito da extinção de chama nas bordas do queimador.

3.3.4. Diferença de temperatura radial no meio poroso

A diferença de temperatura radial no meio poroso foi avaliada para razões de equivalência entre 0,6 e 0,7. As figuras apresentadas a seguir foram obtidas com a condição de operação ($\varnothing; u_g$) que oferece maior área de troca de calor com a água, ou seja, com a frente de chama posicionada na base do queimador (interface entre RP/REC).

A Tabela 3.15 apresenta a diferença de temperatura radial no meio poroso para uma razão de equivalência igual a 0,6 e velocidade média do escoamento de 20 cm/s. A posição dos termopares indicados na tabela segue o esquema apresentado na Figura 3.5. Assim, para este ponto de operação, a frente de chama está localizada entre os termopares posicionados a 2 e 10 cm da superfície de entrada do queimador (T1 e T3).

Tabela 3.5. Temperatura medida no meio poroso em função da posição radial, para os termopares posicionados entre 2 e 15 cm da superfície de entrada do queimador. A condição de operação corresponde a $\phi=0,62$ e $u_g=20$ cm/s.

Termopares em $r = 0$	Temperatura (°C)	Termopares em $r = R_c$	Temperatura (°C)
Tc1	103,7	Tp1	29,0
Tc2	1102,6	Tp2	434,7
Tc3	970,6	Tp3	438,1
Tc4	769,0	Tp4	382,2
Tc5	699,4	Tp5	190,4
Tc6	635,1	Tp6	128,4

O Termopar 1 (posicionado a 2 cm da superfície de entrada) apresenta as menores temperaturas no centro e próximo a parede da cerâmica por encontrar-se na região de pré-aquecimento (RP) do queimador. Esta região possui isolamento lateral, resultando na redução da diferença de temperatura radial entre o centro e a parede.

O Termopar 2 apresenta as maiores temperaturas no centro e próximo a parede devido a frente de chama que está posicionada próxima à região do termopar. Para uma razão de equivalência igual a 0,62, a temperatura de reação medida no centro da cerâmica foi da ordem de 1100 °C. A máxima diferença de temperatura radial na cerâmica foi da ordem de 670 °C.

A Tabela 3.6 apresenta as temperaturas medidas no centro e próximo a parede do queimador para razão de equivalência 0,70 e velocidade média do escoamento de 30 cm/s.

Tabela 3.6. Temperatura medida no meio poroso em função da posição radial, para os termopares posicionados entre 2 e 15 cm da superfície de entrada do queimador. A condição de operação corresponde a $\phi=0,70$ e $u_g=30$ cm/s.

Termopares em $r = 0$	Temperatura (°C)	Termopares em $r = R_c$	Temperatura (°C)
Tc1	509,1	Tp1	126,4
Tc2	1306,3	Tp2	664,7
Tc3	1169,5	Tp3	666,3
Tc4	1001,3	Tp4	586,8
Tc5	926,6	Tp5	321,2
Tc6	847,7	Tp6	254,8

O aumento da razão da equivalência para 0,70 resultou no aumento da temperatura de reação medida no centro da cerâmica pelo Termopar 2 para 1310°C.

Próximo à parede do queimador a temperatura medida pelo Termopar 2 foi de 664°C, resultando em um aumento de 230°C em relação à temperatura medida na mesma posição para a razão de equivalência 0,62 (ver Tabela 3.5). No entanto, para as duas razões de equivalência, a diferença de temperatura radial entre o centro e a parede permaneceu aproximadamente constante na ordem de 640°C.

Para a razão de equivalência de 0,70 (Tabela 3.6), o Termopar 1 (posicionado na RP) apresentou temperaturas mais elevadas no centro, em relação à razão de equivalência de 0,62. Este efeito é resultado da proximidade da frente de chama com o Termopar 1, pois para este ponto de operação a frente de chama tende a penetrar mais na RP.

3.3.5. Variação da temperatura da água

Na Figura 3.14 mostra-se a variação do acréscimo de temperatura na água com a velocidade média do escoamento. Conforme a frente de chama vai se deslocando em direção à superfície, ocorre um ponto de operação em que a variação de temperatura (ΔT) na entrada e saída de água do aquecedor é máxima. Neste ponto, a frente de chama está próxima do centro da região que envolve a camisa de água (REC), distribuindo de forma mais uniforme as temperaturas no seu interior. Acima deste ponto, a temperatura na interface (RP/REC) diminui e a energia dissipada na superfície aumenta, resultando em uma menor área de troca de calor com água e na conseqüente diminuição do ΔT .

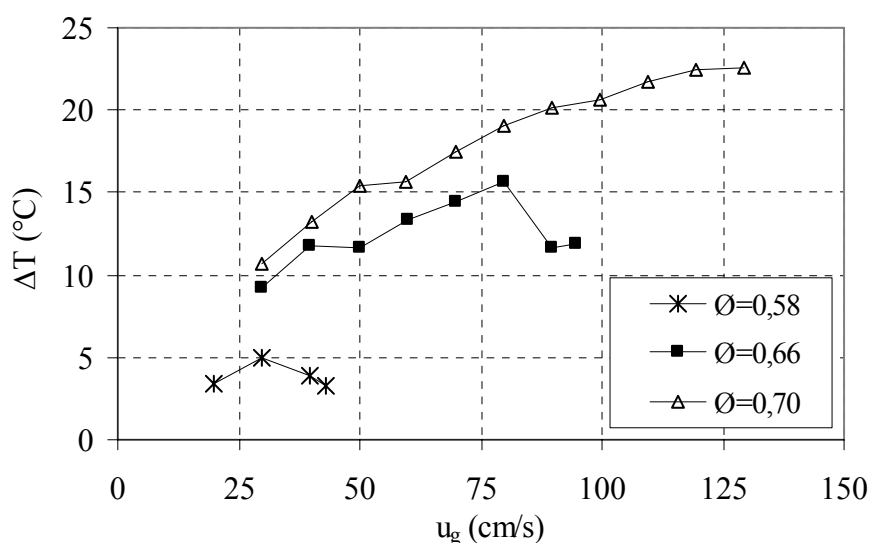


Figura 3.14. Variação do acréscimo de temperatura da água em função do aumento da velocidade média do escoamento, com vazão de 2.7 lpm de água.

O máximo ΔT obtido para uma vazão de água de 2,7 lpm foi de 22,6°C, com uma razão de equivalência em torno de 0,70 e velocidade média do escoamento de 129,22 cm/s. Com o aumento da vazão de água para 4,8 lpm e mantendo a mesma razão de equivalência e velocidade média do escoamento, o ΔT máximo foi de 12,9°C.

Comercialmente, os aquecedores de passagem precisam atingir um aumento de temperatura da água de 20°C e uma vazão de água variando de 6 a 24 lpm, com uma faixa de regulagem de 1 para 4 (Orbis Mertig S.A., 2007).

3.3.6. Potências dissipada, perdida e aproveitada

A energia dissipada por radiação na superfície do aquecedor foi estimada em 0,015 kW a 0,354 kW, de acordo com o ponto de operação, representando no máximo 5 % da parcela de energia dissipada na reação de combustão. As energias consumida (S_r), aproveitada (Q_{ag}) e perdida (Q_{gs}) estão demonstradas na Figura 3.15, para uma razão de equivalência de 0,58. O ponto no gráfico em que as curvas que representam as energias aproveitada e perdida se cruzam, ocorre quando a frente de chama encontra-se acima do centro da REC, reduzindo a temperatura do meio poroso na interface entre a RP/REC e elevando a temperatura na superfície do aquecedor (menor área de troca de calor com a água).

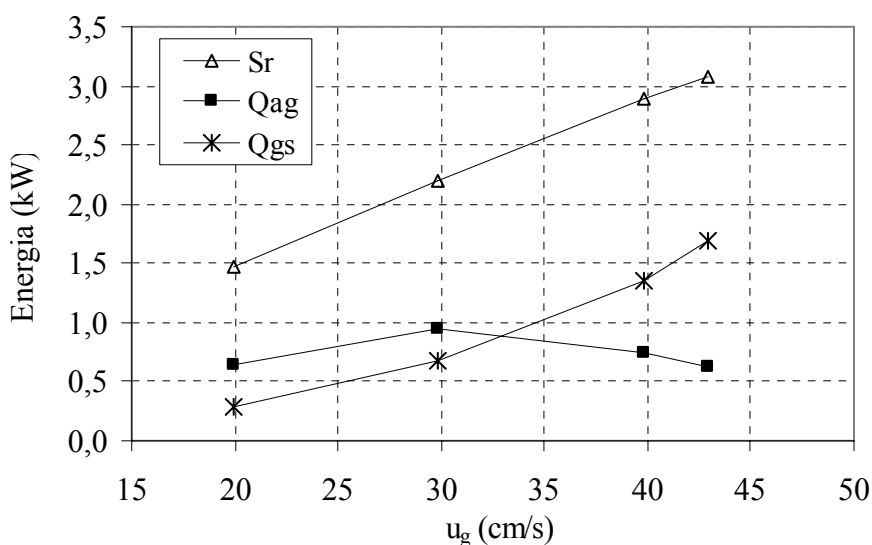


Figura 3.15. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,58.

O mesmo ocorreu para os testes realizados com razões de equivalência em torno de 0,66 e 0,70, apresentados nas Figuras 3.16 e 3.17, respectivamente.

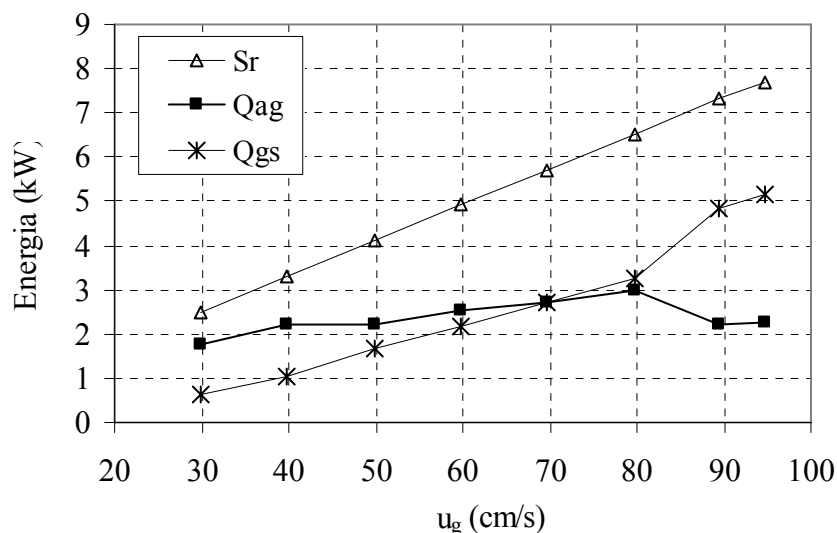


Figura 3.16. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,66.

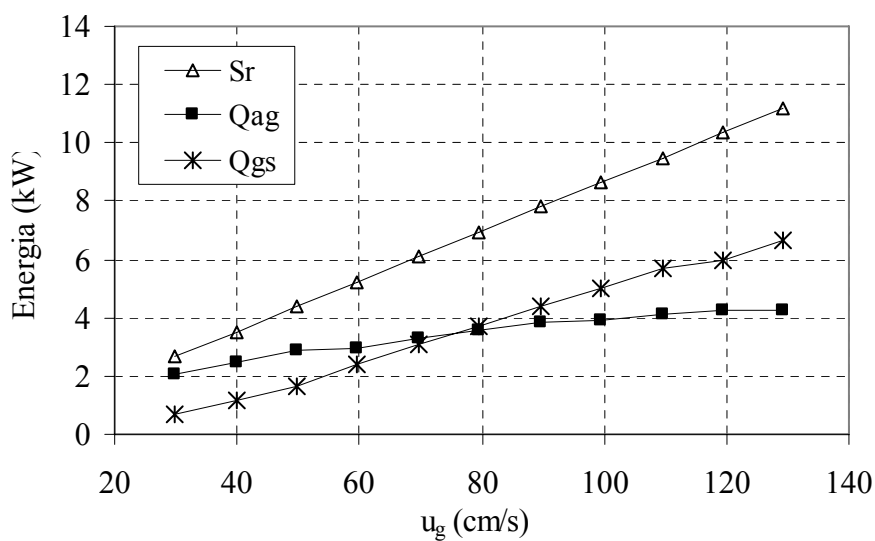


Figura 3.17. Potência consumida (S_r), energia aproveitada (Q_{ag}) e dissipada por convecção nos gases de exaustão (Q_{gs}), em função da velocidade média do escoamento, para uma razão de equivalência de 0,70.

A Figura 3.18 apresenta a faixa de incerteza de medição da energia térmica gerada (água quente) para as razões de equivalência entre 0,58 e 0,70.

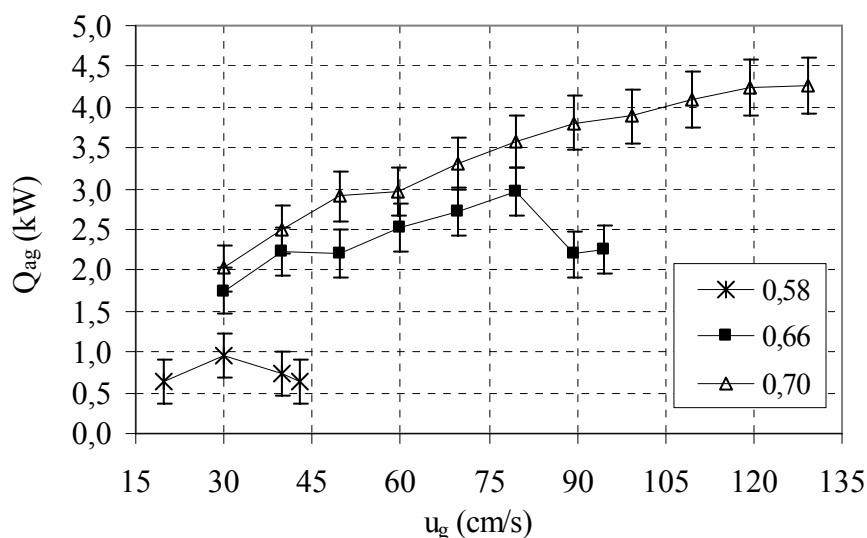


Figura 3.18. Faixa de incerteza de medição para a energia térmica gerada.

3.3.7. Eficiência térmica

A Figura 3.19 apresenta a variação da eficiência térmica com a velocidade média do escoamento para as razões de equivalência entre 0,58 e 0,70. Observa-se que o aumento da razão de equivalência, gerando um aumento na temperatura do meio poroso, apresenta uma forte influência sobre a eficiência do aquecedor, ou seja, quanto maior a temperatura do meio poroso maior será a eficiência.

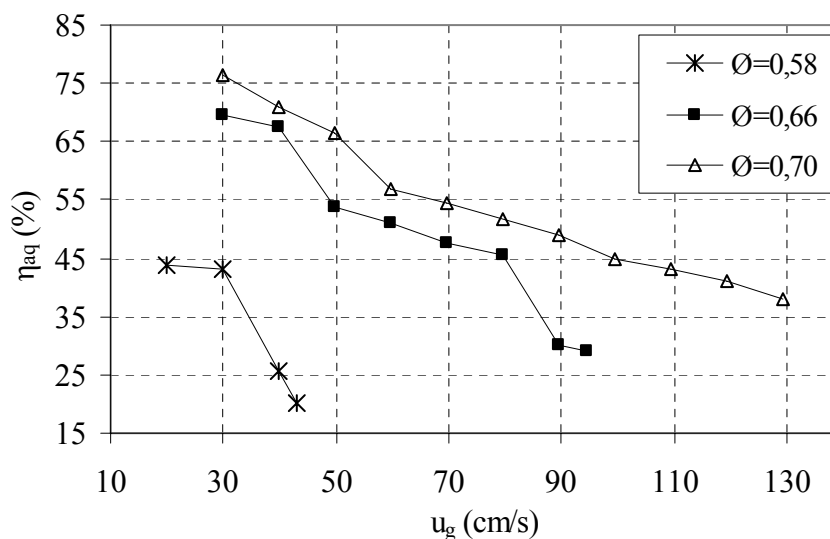


Figura 3.19. Eficiência do aquecedor em função da velocidade média do escoamento.

Isto ocorre porque o aumento de temperatura no meio poroso aumenta a taxa de transferência de calor para a água, aumentando então a eficiência. Observa-se que na razão de equivalência mais alta, a eficiência situa-se entre 35% e 75%.

Através da análise numérica que será apresentada no Capítulo 4, observou-se também que um aumento da razão de equivalência para uma mesma velocidade média do escoamento altera a posição da frente de chama, ou seja, a frente de chama passa a se posicionar em uma região mais próxima a interface (RP/REC) aumentando a área de troca de calor com a água. Experimentalmente este efeito não pode ser identificado devido à ausência de termopares na interface (RP/REC).

Observa-se também que o aumento da velocidade causa uma redução da eficiência. Com o aumento da velocidade média do escoamento para uma mesma razão de equivalência, ocorre o deslocamento da frente de chama da interface entre a REC/RP, elevando a temperatura na superfície do aquecedor. Esta parcela de energia dissipada na superfície por convecção e radiação que não está sendo aproveitada neste protótipo, resulta em uma forte queda da eficiência com o aumento da velocidade média do escoamento.

Contudo, os resultados obtidos com este protótipo podem ser melhorados com a adição de uma serpentina na superfície do aquecedor e com o desenvolvimento de um queimador que possua uma relação área de troca por área da seção transversal mais adequada. Esta otimização do queimador foi avaliada numericamente e está apresentada no Capítulo 4.

As eficiências típicas dos aquecedores comerciais disponíveis no mercado (utilizando chama livre) variam de 85 a 75%, dependendo da potência aplicada (Orbis Mertig S.A., 2007).

A eficiência térmica obtida por Delalic et al. (2004) está apresentada na Figura 3.20.

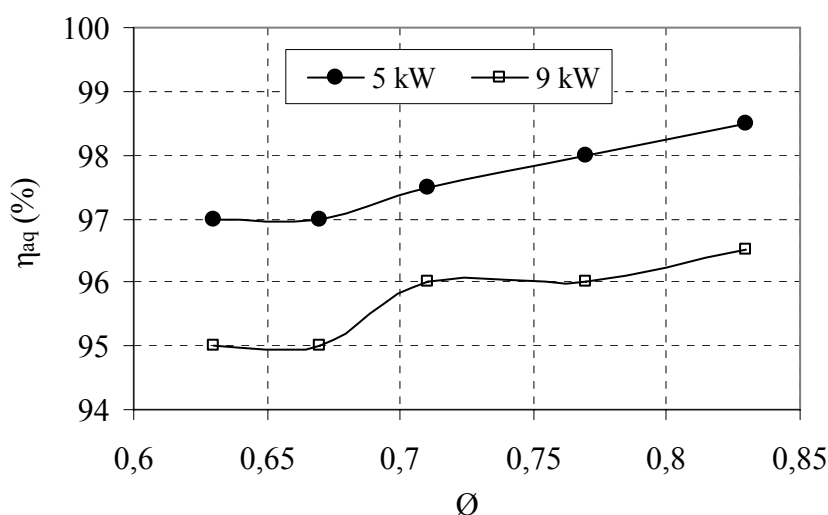


Figura 3.20. Eficiência térmica do aquecedor testado por Delalic et al. (2004).

O queimador testado era constituído por uma camisa de água ao redor da câmara de combustão e uma serpentina para aproveitar a energia dissipada pelos gases de exaustão. O

meio poroso utilizado no queimador eram cerâmicas porosas de zircônia (ZrO_2), com poros menores na região de pré-aquecimento (RP) e com poros maiores na região de estabilização de chama (REC). A potência máxima aplicada foi de 9 kW e razões de equivalência entre 0,63 e 0,83. Delalic et al. (2004) obteve eficiências de até 98,5% para uma potência de 5 kW. Novamente, o aumento da razão de equivalência elevou a temperatura no interior do meio poroso, aumentando a taxa de troca de calor com a água e resultando no aumento da eficiência térmica do equipamento.

3.3.8. Emissões de poluentes

Neste trabalho foram medidas as emissões de NO , NO_2 , CO e C_xH_y . Os resultados estão apresentados em forma de índice de emissão.

Os resultados das medições de NO_x não são apresentados, pois para todas as razões de equivalência testadas a quantidade de NO_x presente nos produtos permaneceu abaixo de 5 ppm. Portanto, estando abaixo da faixa de incerteza do analisador de gases utilizado para realizar as medições.

A Figura 3.21 apresenta os índices de emissão de CO para razões de equivalência entre 0,62 e 0,70.

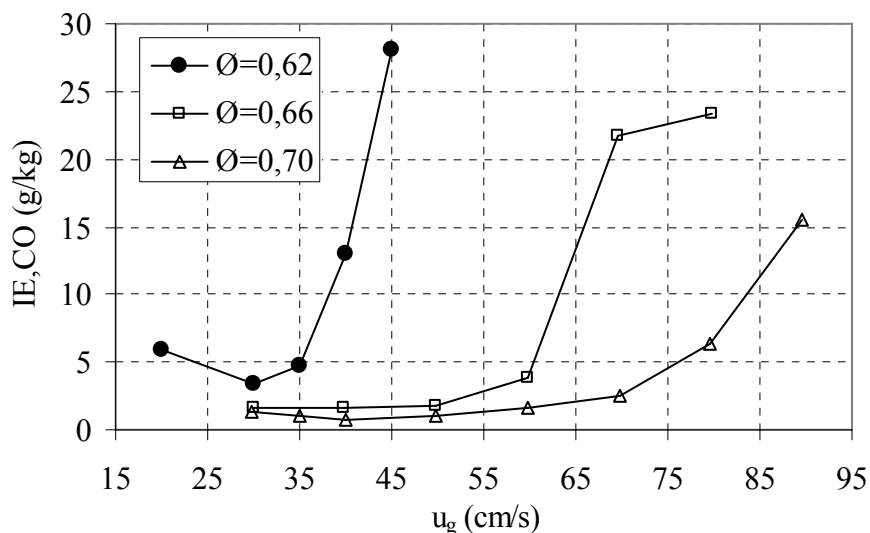


Figura 3.21. Índice de emissão de CO em função da velocidade média do escoamento para razões de equivalência entre 0,62 e 0,70.

A região de maior eficiência térmica do aquecedor também é a região de menor produção de CO , ou seja, quando a frente de chama está localizada na base do queimador. O menor índice de emissão de CO encontrado foi 0,8 g/kg, para uma razão de equivalência 0,70 e velocidade média do escoamento de 40 cm/s.

Pode-se notar que o índice de emissão de CO diminui com o aumento da razão de equivalência. Este efeito pode ser justificado pelo aumento da temperatura no meio poroso possibilitando uma reação de combustão mais completa.

Para uma razão de equivalência mais alta, a faixa de velocidade média do escoamento para a qual a região de combustão permanece na interface (RP/REC) também aumenta. Quando a frente de chama desloca-se da interface (altas velocidades de chama) o índice de emissão de CO aumenta, pois nesta região (REC) não tem isolamento térmico entre a câmara de combustão e a camisa de água, podendo causar a extinção da chama nas laterais da câmara de combustão.

O cálculo do índice de emissão dos hidrocarbonetos não queimados (C_xH_y) foi realizado considerando-se a massa molar apenas do metano, já que este é o principal componente do gás natural representando cerca de 88 % da composição. A Figura 3.22 apresenta o índice de emissão do C_xH_y em função da velocidade média do escoamento.

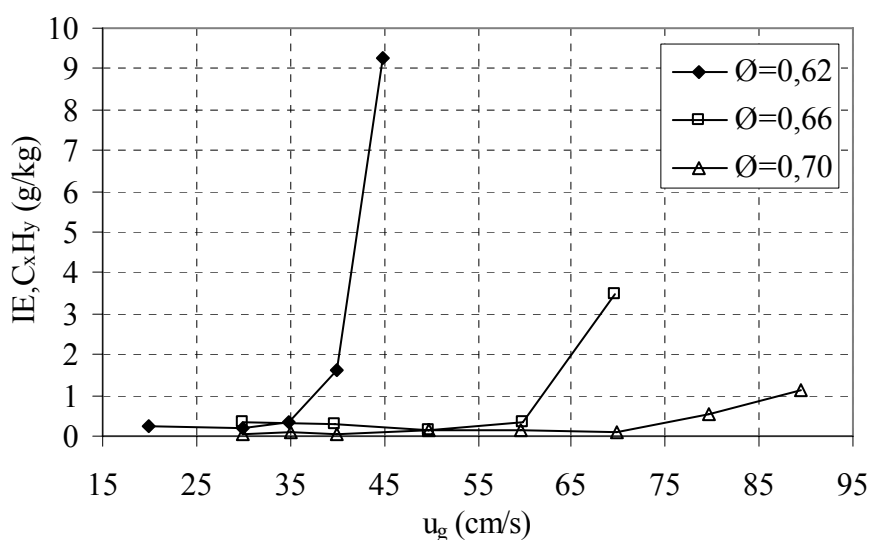


Figura 3.22. Índice de emissão dos hidrocarbonetos em função da velocidade média do escoamento para razões de equivalência entre 0,62 e 0,70.

O menor índice de C_xH_y medido foi de 0,04 g/kg para uma razão de equivalência 0,70 e velocidade média do escoamento de 40 cm/s.

A emissão dos hidrocarbonetos é reduzida com a diminuição da velocidade média do escoamento. Para altas velocidades a frente de chama desloca-se da interface (RP/REC) e se estabiliza na REC (região sem isolamento), aumentando a emissão de C_xH_y devido ao efeito da extinção de chama que ocorre nas paredes da câmara de combustão. Para cada velocidade de chama, o aumento da razão de equivalência resulta no aumento da temperatura no meio poroso, gerando uma combustão mais completa e uma redução do índice de C_xH_y . Porém, não

foi possível verificar o efeito do aumento da razão de equivalência sobre o índice de C_xH_y para velocidades menores que 35 cm/s, pois estes valores estão abaixo da incerteza do instrumento de medição.

A seguir, apresenta-se um modelo teórico do queimador poroso integrado com trocador de calor.

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE NUMÉRICA

Neste capítulo, apresenta-se o modelo teórico do sistema descrito no Capítulo 3. Aqui, estão apresentadas as hipóteses, as equações e condições de contorno utilizadas, a metodologia aplicada, os resultados obtidos e a análise realizada. Os objetivos desta análise numérica são evidenciar os mecanismos de estabilização e transferência de calor no meio poroso e permitir uma análise do efeito da geometria do queimador no seu desempenho.

4.1. Modelamento da combustão em meios porosos

No modelo proposto o meio poroso é representado por uma estrutura sólida, com escoamento unidimensional, transferência de calor bidimensional e trocas de calor para o ambiente externo. O modelo numérico é baseado nas equações de conservação da massa (continuidade) e conservação da energia para as fases gás e sólido. A região de pré-aquecimento (RP) apresentada na trabalho experimental não foi modelada, contento apenas a região de estabilidade de chama (REC). A Figura 4.1 apresenta um desenho esquemático do aquecedor poroso, com a representação dos fluxos de calor considerados nas hipóteses do modelo.

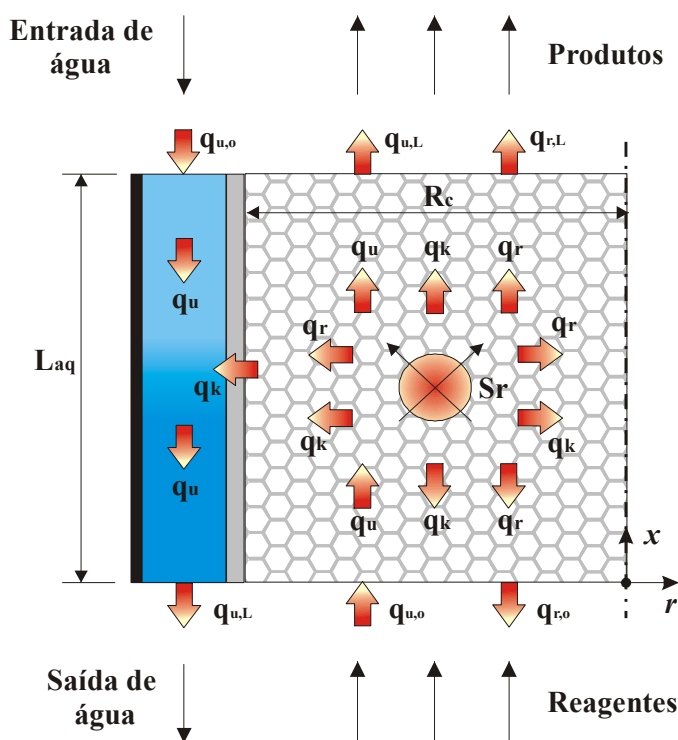


Figura 4.1. Desenho esquemático do aquecedor com meio poroso ilustrando os fluxos de energia considerados no modelo numérico.

4.1.1. Formulação

Foram adotadas as seguintes hipóteses simplificativas:

1. Regime permanente;
2. Escoamento unidimensional (axial) no meio poroso;
3. Transferência de calor por condução, convecção e radiação no interior do meio poroso na direção axial;
4. Transferência de calor por condução e radiação na direção radial;
5. Perdas de calor por radiação nas superfícies inferior e superior do queimador;
6. Não equilíbrio térmico entre as fases gás e sólido no meio poroso;
7. A transferência de calor por radiação intrameio é aproximada com uma hipótese de meio opticamente espesso (Rosseland);
8. Fluxo de calor unidimensional (radial) entre a camisa d' água e o meio poroso;
9. Propriedades termofísicas dos gases aproximadas como as propriedades do ar a uma temperatura média;
10. Camisa de água isolada lateralmente.

A conservação da energia é aplicada utilizando-se duas equações: uma para a fase gasosa e outra para a fase sólida. Assim, é possível captar o não equilíbrio térmico local entre as fases (Oliveira e Kaviany, 2001). As equações apresentadas a seguir são as mesmas de Sahraoui e Kaviany (1994), também apresentadas em Kaviany (1995).

Conservação da massa:

$$e \frac{\partial \rho_g}{\partial t} + e \frac{\partial u_g \rho_g}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

Conservação da massa das espécies químicas:

$$e \rho_g \frac{\partial Y_i}{\partial t} + e \rho_g u_g \frac{\partial Y_i}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[e (D_{ef} + D_{m,xx}^d) \rho_g \frac{\partial Y_i}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[e D_{ef} \rho_g r \frac{\partial Y_i}{\partial r} \right] + e w_{r,i} \quad (4.2)$$

Conservação da energia térmica da fase fluida:

$$\begin{aligned}
 e(\rho c_p)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + e(\rho c_p)_g u_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ e \left[(k_{g,ef} + (\rho c_p)_g D_{xx}^d) \frac{\partial T_g}{\partial x} \right] \right\} + \\
 + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ er \left[(k_{g,ef} + (\rho c_p)_g D_{rr}^d) \frac{\partial T_g}{\partial r} \right] \right\} + S_{gs} \frac{Nu_v k_g}{d_p} (T_s - T_g) + ew_{r,i} \Delta h_{r,c}
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

Conservação da energia térmica da fase sólida:

$$\begin{aligned}
 (1-e)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(1-e)(k_{s,ef} + k_r) \frac{\partial T_s}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[(1-e)(k_{s,ef} + k_r) r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right] - \\
 - S_{gs} \frac{Nu_v k_g}{d_p} (T_s - T_g)
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

Na equação da conservação da massa (Equação (4.1)), o primeiro termo do lado esquerdo representa a variação temporal da massa específica e o segundo termo, o fluxo convectivo de massa. A variável “ e ” representa a porosidade volumétrica da matriz sólida.

Na equação da conservação da massa das espécies químicas (Equação (4.2)), o primeiro termo do lado esquerdo representa a variação temporal da concentração mássica da espécie química e o segundo termo, o fluxo convectivo da massa desta espécie. Do lado direito, o primeiro e segundo termo representam a difusão da espécie química axial e radial (incluindo a difusão mássica molecular e a dispersão hidrodinâmica mássica induzida pelo meio poroso) e o terceiro termo, a taxa de reação química.

Na equação da conservação da energia para a fase gás (Equação (4.3)), o primeiro termo do lado esquerdo representa a parcela transiente e o segundo termo, a parcela convectiva. Do lado direito a primeira e a segunda expressão representam o termo difusivo axial e radial (incluindo a difusão térmica molecular e a dispersão hidrodinâmica térmica), o terceiro termo é a expressão para a transferência de calor entre as fases gás e sólido e o quarto termo é a taxa de geração de energia devido a reação química. Os termos $k_{g,ef}$ e $\Delta h_{r,c}$ representam a condutividade térmica efetiva para o gás e o calor de reação do combustível.

As equações de energia térmica das fases gasosa e sólida são acopladas através da expressão para a transferência de calor convectiva entre as fases, onde os termos Nu_v e S_{gs} representam o número de Nusselt volumétrico médio e a área interfacial específica entre as

fases gás e sólido (m^2/m^3). A condutividade térmica do gás (k_g) é a condutividade térmica molecular e o termo d_p é o diâmetro médio do poro.

Na equação da conservação da energia térmica para a fase sólida (Equação (4.4)), o termo do lado esquerdo representa a variação temporal da energia no sólido. Do lado direito a primeira e a segunda expressão representam a difusão térmica de calor axial e radial no sólido, seguida da transferência de calor entre as fases e o fluxo de calor por radiação térmica através do meio poroso. O termo $k_{s,ef}$ é a condutividade térmica efetiva para o sólido e k_r a condutividade de radiação no meio poroso.

As equações são ainda completadas pela equação de estado dos gases ideais e pelas seguintes condições de contorno das fases gás e sólido:

Em $r=0$:

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial u_g \rho_g}{\partial r} = 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial Y_i}{\partial r} = 0 \quad (4.8)$$

Em $r=R$:

$$(1-e)(k_{s,ef} + k_r) \frac{\partial T_s}{\partial r} = k_p \frac{\partial T_p}{\partial r} \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial u_g \rho_g}{\partial r} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial Y_i}{\partial r} = 0 \quad (4.12)$$

onde o termo k_p representa a condutividade térmica da parede metálica da câmara de combustão e k_r a condutividade de radiação no meio poroso.

Em $x=0$ e em $x=L$, foram consideradas a troca de calor por radiação para o ambiente, de acordo com a Figura 4.1, onde a vizinhança é assumida com área infinita e com temperatura prescrita (T_{ref}) de 298 K. Assim, as condições de contorno na entrada e saída do queimador para as fases sólido e gás são:

Em $x = 0$:

$$\varepsilon \sigma A (T_{ref}^4 - T_s^4) = (1 - e)(k_{s,ef} + k_r) \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_{gs} c_{p,g} T_{g,e} = \dot{m}_{gs} c_{p,g} T_g - e \left[(k_{g,ef} + (\rho c_p)_g D_{xx}^d) \frac{\partial T_g}{\partial x} \right] \quad (4.14).$$

Em $x = L$:

$$\varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{ref}^4) = (1 - e)(k_{s,ef} + k_r) \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{gs} c_{p,g} T_g - e \left[(k_{g,ef} + (\rho c_p)_g D_{xx}^d) \frac{\partial T_g}{\partial x} \right] = \dot{m}_{gs} c_{p,g} T_{g,s} \quad (4.16).$$

onde os termos $T_{g,e}$ e $T_{g,s}$ representam as temperaturas do gás na entrada e saída do volume de controle. Os termos \dot{m}_{gs} e $c_{p,g}$ representam o fluxo de massa dos gases (ar e combustível) e o calor específico dos gases à pressão constante, o qual foi aproximado para o calor específico do ar.

4.1.2. Propriedades termofísicas

A densidade (ρ_r) dos reagentes é obtida através da conservação da massa, considerando-se a temperatura de referência (T_{ref}) de 25°C, conforme,

$$\rho_r = \left[\frac{\phi f_s}{1 + \phi f_s} \right] \rho_c + \left[\frac{1}{1 + \phi f_s} \right] \rho_{ar} \quad (4.17).$$

Os sub-índices “c” e “ar” indicam combustível e ar, respectivamente.

A condutividade térmica do sólido utilizada é uma condutividade efetiva para um meio poroso, onde foram consideradas as condutividades do meio sólido e de radiação. A Equação (4.18) apresenta a condutividade térmica efetiva aplicada no balanço de energia da fase sólida.

$$(1-e)k_{ef,s} = \frac{(1-e)k_s}{\tau_s} \quad (4.18).$$

Os termos e e k_s representam a porosidade do meio e a condutividade do material sólido, respectivamente. O termo τ_s é a tortuosidade para a fase sólida.

A condutividade de radiação (k_r) no meio poroso é obtida através das Equações (4.19) a (4.22), (Kaviany, 2002),

$$k_r = 4\sigma L_c T_{m,gs}^3 F_r \quad (4.19)$$

$$F_r = \varepsilon_s N_r^{-1} \left(\frac{(1-e)^{1/3}}{\varepsilon_s + N_r^{-1}(2-\varepsilon_s)} \right) \quad (4.20)$$

$$N_r = 4\sigma L_c \frac{T_{m,gs}^3}{k_s} \quad (4.21)$$

$$L_c = \frac{(1-e)^{1/3}}{d_{lp}} \quad (4.22).$$

Nestas equações, os termos ε_s , σ , d_{lp} representam a emissividade de radiação do meio sólido, a constante de Stefan-Boltzmann e a densidade linear do meio poroso,

respectivamente. O termo $T_{m,gs}$ representa uma média da temperatura dos gases antes e depois da zona de reação.

A condutividade térmica do gás é calculada através da Equação (4.23),

$$ek_{ef,g} = e \frac{k_g}{\tau_g} \quad (4.23).$$

Os termos k_g e τ_g são a condutividade do gás e a tortuosidade para a fase gasosa. A tortuosidade é avaliada de acordo com Lammers e Goey (2003).

O coeficiente de transferência de calor volumétrico (h_v) foi obtido através da correlação desenvolvida por Fu et al. (1998) para uma célula cerâmica.

$$h_v = \frac{Nu_v k_g}{d_p^2} \quad (4.24).$$

O termo d_p representa o diâmetro do poro. O número de Nusselt (Nu_v) é calculado através da Equação (4.25),

$$Nu_v = C Re_p^m \quad (4.25).$$

Os termos C e m são constantes fornecidas no trabalho, que variam de acordo com o material cerâmico e a densidade linear do poro. Aqui, os valores utilizados para o C e m foram 0,187 e 1,10, respectivamente. O número de Reynolds no poro (Re_p) é calculado através da Equação (4.26),

$$Re_p = \frac{\rho_r u_p d_p}{\mu_r} \quad (4.26).$$

O termo u_p representa a velocidade dos gases no poro e está definida no Capítulo 2.

O número de Nusselt (Nu_{ag}) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na camisa de água é obtido de Incropera e DeWitt (2002). A correlação utilizada foi de Gnielinski para números de Reynolds (Re_{Dh}) variando entre $3 \cdot 10^3$ e $5 \cdot 10^6$.

$$Nu_{ag} = \frac{\frac{f_a}{8} (Re_{Dh} - 1000) Pr_{ag}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_a}{8} \right)^{0,5} (Pr_{ag}^{2/3} - 1)} \quad (4.27).$$

O número de Prandtl (Pr_{ag}) é obtido considerando-se a pressão atmosférica e a temperatura média da água na entrada e saída do queimador. O fator de atrito (f_a) é calculado através da Equação (4.28),

$$f_a = (0,79 \ln(Re_{Dh}) - 1,64)^{-2} \quad (4.28).$$

A temperatura de chama adiabática (T_{ad}) é obtida através da conversão global da energia, conforme a Equação (4.29),

$$T_{ad} = T_{ref} + \frac{PCI}{c_{p,gs}} \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{gs}} \quad (4.29).$$

Nota-se que o calor específico foi aproximado como sendo o calor específico do ar seco em uma temperatura média da mistura. Desta forma, ele não se relaciona com a variação da entalpia entre os gases reagentes e os produtos, conforme requer a definição de calor específico a pressão constante. A fim de prever o valor exato de temperatura de chama adiabática prevista por modelos que consideram os valores termodinâmicos de entalpia dos gases reagentes e produtos (ou seja, previstos por cálculos detalhados termodinamicamente precisos), o poder calorífico inferior (PCI) do combustível foi ajustado para 42.000 kJ/kg. Este procedimento foi também adotado por Yoshizawa et al. (1988) e Pereira et al. (2007).

4.1.3. Modelamento da velocidade de chama

A solução da equação de conservação da massa das espécies químicas permitiria obter a velocidade de chama como uma solução do problema. Porém, ao invés de adotar este procedimento, como sugere a formulação do problema acima, um procedimento simplificado foi adotado. Nesta simplificação, a frente de chama foi considerada como sendo plana, ou seja, a frente de chama não é influenciada pela perda de calor para a camisa d'água. A velocidade de chama laminar plana (u_{ch}), conforme discutido anteriormente, é a velocidade na qual os reagentes entram na região de chama, na temperatura inicial (a pressão é assumida constante). Pereira (2002), determinou uma expressão para a velocidade de chama laminar plana (u_{ch}) em um meio poroso, a partir da equação da energia para um modelo que (1) negligencia o não equilíbrio térmico entre as fases gás e sólido (ou seja, utiliza um modelo homogêneo), (2) assume uma cinética global de ordem zero e (3) adota a hipótese de energia de ativação infinita, conforme Kaviany (2002). A expressão obtida é,

$$u_{ch} = \left(\frac{2ek_{ef,t}A_0 \exp\left(\frac{-\Delta E_a}{R_g T_{r,m}}\right)}{\rho_r^2 c_{p,gs} \left(\frac{f}{1+f}\right) Ze} \right)^{1/2} \quad (4.30).$$

O termo R_{gs} representa a constante universal dos gases. A densidade dos reagentes (ρ_r) é determinada considerando-se a temperatura de referência (25°C). O calor específico a pressão constante é avaliado na temperatura média dos gases antes e depois da chama ($T_{m,gs}$). Ressalta-se novamente que está é a velocidade da mistura reagente na sua condição de entrada no meio poroso.

O número de Zeldovich (Ze), definido como,

$$Ze = \Delta E_a \left(\frac{T_{ad} - T_{ref}}{R_g T_{r,m}^2} \right) \quad (4.31).$$

resulta da hipótese de energia de ativação muito alta. Desta forma, tem-se que a temperatura de ignição será também muito elevada e próxima à temperatura de reação.

A temperatura de reação que aparece na equação da velocidade de chama, como esta foi obtida de um modelo homogêneo, é a média volumétrica das temperaturas das fases sólida e gás. Como existe um gradiente de temperatura radial devido à perda de calor para a camisa de água, a temperatura de reação ($T_{r,m}$) foi calculada como sendo uma média ao longo da área da seção transversal.

Conforme Kaviany (2002), a energia de ativação (E_a) usada foi de $2,1 \cdot 10^8$ J/kmol e o fator pré-exponencial (A_0) foi de $1,3 \cdot 10^8$ kg/m³·s, que são valores típicos para a combustão de metano em meios porosos inertes.

A condutividade térmica efetiva total ($k_{ef,t}$) do meio poroso utilizada para determinar a velocidade de chama, é calculada assumindo-se a hipótese de equilíbrio térmico entre as fases ($T_g = T_s = T$). A expressão utilizada no modelo foi deduzida por Fu (1997) e está apresentada nas Equações (4.32) a (4.35),

$$\frac{k_{ef,t}}{k_g} = C1 + C2 + C3 \quad (4.32)$$

$$C1 = \frac{\left[(1-e)^{0.5} - (c/d)(1-e)^{0.5} \right] (k_s/k_g)}{\left[1 - (1-e)^{0.5} \right] (k_s/k_g) + (1-e)^{0.5}} \quad (4.33)$$

$$C2 = (c/d)(1-e)^{0.5} (k_s/k_g) \quad (4.34)$$

$$C3 = \frac{\left[1 - (1-e)^{0.5} \right] (k_s/k_g)}{\left[1 - (c/d)(1-e)^{0.5} \right] (k_s/k_g) + (c/d)(1-e)^{0.5}} \quad (4.35)$$

O parâmetro geométrico c/d é a razão da espessura pelo comprimento da haste de conexão da fase sólida na unidade celular, onde o valor utilizado pelo autor foi 0,1.

A determinação da posição em que a chama estabiliza no queimador seguiu a metodologia aplicada por Pereira (2002). Para uma determinada razão de equivalência e velocidade média do escoamento (u_g), fixa-se a posição da frente de chama logo na entrada do queimador e calcula-se as distribuições de temperatura das fases sólida e gás ao longo de todo o aquecedor. A partir destes valores, a temperatura média volumétrica é obtida. Assim, com base na máxima temperatura obtida na câmara de combustão (temperatura de reação), pode-se determinar a velocidade de chama (u_{ch}). Em seguida, a posição da frente de chama é variada gradativamente ao longo de todo queimador até o ponto em que a velocidade média do escoamento na entrada do queimador (u_g) se iguala à velocidade de chama (u_{ch}), indicando assim a posição de estabilidade da chama. Com este procedimento, não há a necessidade de solução da equação de conservação das espécies químicas e toda a liberação de energia pela combustão é prescrita na região onde se localiza a chama.

Nota-se que esta aproximação negligencia a existência de uma chama com formato bidimensional axissimétrico, sendo então aproximada para um formato unidimensional (chama plana). Porém, esta aproximação simplifica grandemente a solução do problema e permite que estimativas do comportamento da combustão sejam obtidas rapidamente para uma grande quantidade de condições de operação.

4.2. Solução numérica do sistema de equações

O modelo então se resume à solução das equações de conservação da energia nas fases gasosa e sólida, acopladas com as equações para as propriedades termofísicas, coeficientes de transferência de calor, equação de estado dos gases perfeitos e condições de contorno. As equações de conservação foram resolvidas por um método de volumes finitos com malha

axissimétrica uniforme. Diferenças centrais foram utilizadas para os termos difusivos e um esquema *upwind* foi utilizado para os termos advectivos.

A malha computacional selecionada foi baseada na espessura da zona de reação de combustão (Tong et al., 1989). Segundo Turns (2000), a espessura da zona de reação é da ordem de 1 mm, sendo assim, o volume de controle aplicado no meio poroso foi fixado em 1 mm de espessura (dimensão axial), por 2 mm de largura (dimensão radial). Com isto, na solução de um caso típico com diâmetro 68 mm e comprimento 150 mm, utilizou-se 150 pontos na direção axial e 34 pontos na direção radial. Como o objetivo do modelo é fornecer parâmetros que auxiliem no entendimento do problema e na busca de uma direção para a otimização do queimador, em face das hipóteses simplificativas adotadas na solução das equações, não foi feito um estudo de malha. Limitou-se a compararem-se os comportamentos calculados com aqueles observados nos experimentos.

O software utilizado para a simulação foi o Engineering Equation Solver (EES), versão 7.200, onde as equações discretizadas são resolvidas pelo método Newton-Raphson.

Os dados de entrada para os cálculos são a geometria do queimador (e , d_{lp} , L_{aq} , A_q), a razão de equivalência, a velocidade média do escoamento (u_g) e as propriedades dos gases e do sólido.

Na Seção 4.4, está a análise dos efeitos da variação dos parâmetros geométricos no comportamento do queimador. Nesta análise, foram avaliados 5 configurações geométricas diferentes, variando-se o comprimento e o diâmetro do queimador.

A seguir, na Seção 4.3 são apresentados os resultados obtidos para um caso típico. Todos os resultados apresentados nesta seção referem-se a um queimador com 68 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento, aqui denominado de Configuração 01.

4.3. Resultados obtidos para um caso típico

Os resultados do modelo foram comparados com as medições para um caso típico. As características avaliadas foram o diagrama de operação, a eficiência térmica, a influência da variação do fluxo de água, a variação de temperatura da água e as energias consumidas, aproveitadas e perdidas.

A análise numérica foi realizada considerando-se o mesmo fluxo de água utilizada no trabalho experimental (2,7 lpm) e uma faixa de razão de equivalência entre 0,7 e 0,9. As propriedades utilizadas no modelo estão apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Propriedades utilizadas no modelo numérico.

Variável	Símbolo	Unidade	Valor
Porosidade	e	-	0,9
Densidade linear de poros	d_{ip}	ppi	10
Calor específico à pressão constante dos reagentes	$c_{p,gs}$	kJ/kg-K	1,173
Calor específico à pressão constante da água	$c_{p,ag}$	kJ/kg-K	4,183
Coefficiente convectivo da água	h_{ag}	W/m ² -K	1096
Condutividade térmica efetiva do gás	$k_{ef,g}$	W/m-K	0,068
Condutividade térmica efetiva do sólido	$k_{ef,s}$	W/m-K	0,536
Condutividade térmica de radiação do sólido	k_r	W/m-K	0,036
Condutividade térmica efetiva total (gás e sólido)	$k_{ef,t}$	W/m-K	0,184
Condutividade térmica da parede metálica	k_p	W/m-K	47,6
Emissividade da cerâmica	ε	-	1
Viscosidade dinâmica dos reagentes	μ_{gs}	kg/m-s	$4,66 \cdot 10^{-5}$

4.3.1. Determinação da estabilidade de chama

Conforme apresentado no Capítulo 2, uma chama plana é considerada estável quando a velocidade média do escoamento dos gases iguala-se à velocidade da frente de chama. Deve-se ressaltar que, neste modelo, a chama estável foi determinada fixando-se a vazão de reagentes do escoamento e variando-se a posição axial da frente de chama (posição em que ocorre a reação de combustão) em incrementos de 1 mm, até que a velocidade de chama calculada pelo modelo analítico igualasse a velocidade média dos reagentes. Ressalta-se novamente que a cada nova posição da frente de chama é necessário recalculá-lo todo o campo de temperaturas, visto que a máxima temperatura na região de combustão é utilizada no modelo analítico de velocidade de chama.

A Figura 4.2 apresenta a velocidade da frente de chama em função da posição axial para uma razão de equivalência 0,8, calculada pelo modelo analítico, e a velocidade média do escoamento fixada em 36 cm/s.

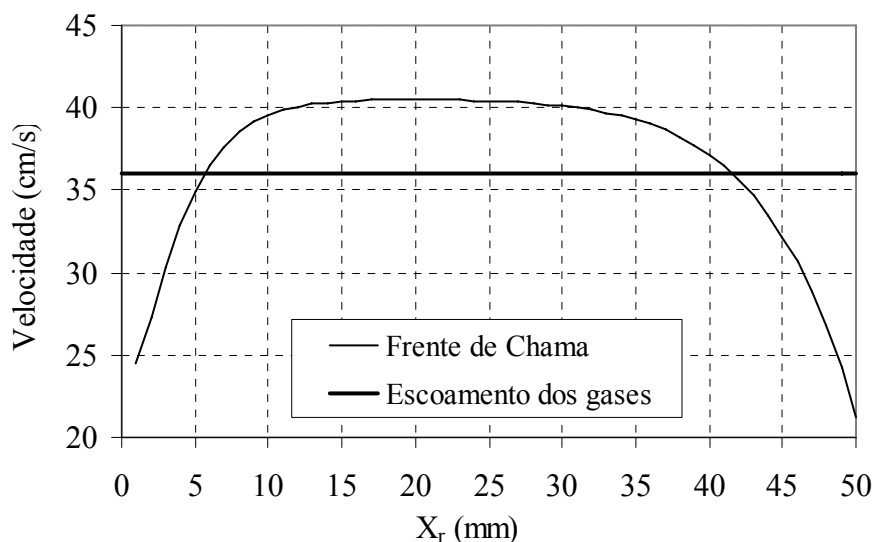


Figura 4.2. Variação da velocidade da frente de chama em função da posição axial na qual a frente de combustão é fixada, para uma razão de equivalência de 0,8 e velocidade média do escoamento de 36 cm/s.

Observa-se que na Figura 4.2, para a velocidade média do escoamento dos gases aplicada (36 cm/s), existem dois pontos de estabilidade de chama. Neste caso, aparentemente a frente de chama pode estabilizar-se nas posições axiais 6 e 41 mm. No entanto, a chama é estável apenas na primeira posição. Nesta posição, quando a frente de chama é deslocada por alguma perturbação momentânea, ela tende a retornar à sua posição inicial, o que caracteriza uma chama estável. Por exemplo, se a frente de chama é deslocada em direção à superfície do queimador, ela entrará em uma região onde $u_{ch} > u_g$ e, assim, ocorrerá a propagação da chama de volta à sua posição inicial. De forma semelhante, quando a perturbação deslocar a frente de chama em direção à superfície de entrada do queimador, ela se encontrará em uma região onde $u_{ch} < u_g$ e, conseqüentemente, será arrastada de volta à posição original pelo escoamento (Pereira, 2002). Na posição 41 mm, no entanto, o mesmo não ocorre. Neste caso, tem-se uma condição de equilíbrio instável e qualquer perturbação que desloque a chama desta posição coloca-a em uma região onde o retorno à posição inicial é impossível. Assim, se a chama for deslocada em direção à superfície de entrada do queimador onde $u_{ch} > u_g$, a chama se propagará para a posição 6. Se, ao contrário, a chama for deslocada em direção à superfície de saída ($u_{ch} < u_g$), a chama será arrastada para fora do queimador, o que caracteriza um descolamento de chama (*lift-off*). Com base neste procedimento, o diagrama de estabilidade (diagrama de operação) pode ser determinado teoricamente.

4.3.2. Diagrama de operação

A Figura 4.3 apresenta o diagrama de operação calculado para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9. No diagrama estão definidos os limites inferior (LIE) e superior (LSE) de estabilidade. Os pontos intermediários representam a faixa de operação do aquecedor (limite de estabilidade – LE).

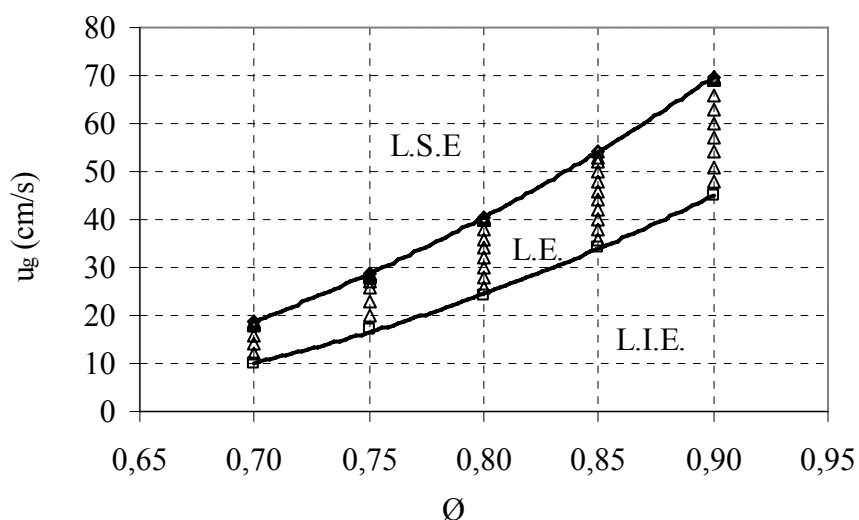


Figura 4.3. Diagrama de operação para um queimador com 68 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento (Configuração 01).

A hipótese de utilizar uma frente de chama plana ao invés do perfil cônico encontrado experimentalmente reduz a faixa de operação do queimador, conforme apresentado na figura acima. Pode-se notar que para um mesmo valor de razão de equivalência, a faixa de velocidade de chama encontrada é menor se comparada ao resultado experimental.

No queimador testado experimentalmente o aumento da velocidade média do escoamento acentua o perfil cônico da chama devido à perda de calor para a água na parede da câmara de combustão. Deve-se lembrar que, experimentalmente, a estabilidade de chama ocorrerá quando a velocidade de reação química e a velocidade média do escoamento local entrarem em equilíbrio. No entanto, como a velocidade de reação química depende da temperatura de reação, nas bordas da cerâmica (região de menor temperatura) a frente de chama estabiliza-se em uma posição diferente da região central da cerâmica (região de maior temperatura), gerando assim um perfil cônico e ampliando a faixa de operação do queimador.

4.3.3. Distribuição de temperatura axial nas fases sólida e gasosa

Para cada condição de operação estável, pelo critério discutido acima, é possível calcular a distribuição de todas as variáveis do problema. Por exemplo, na Figura 4.4, apresenta-se as distribuições de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função da coordenada axial ao longo do queimador para uma razão de equivalência de 0,8 e velocidade de chama de 40,45 cm/s. Para ressaltar os efeitos da recirculação de calor no interior do meio poroso, este ponto de operação foi selecionado porque neste caso, a frente de chama está posicionada no centro (axialmente) do queimador.

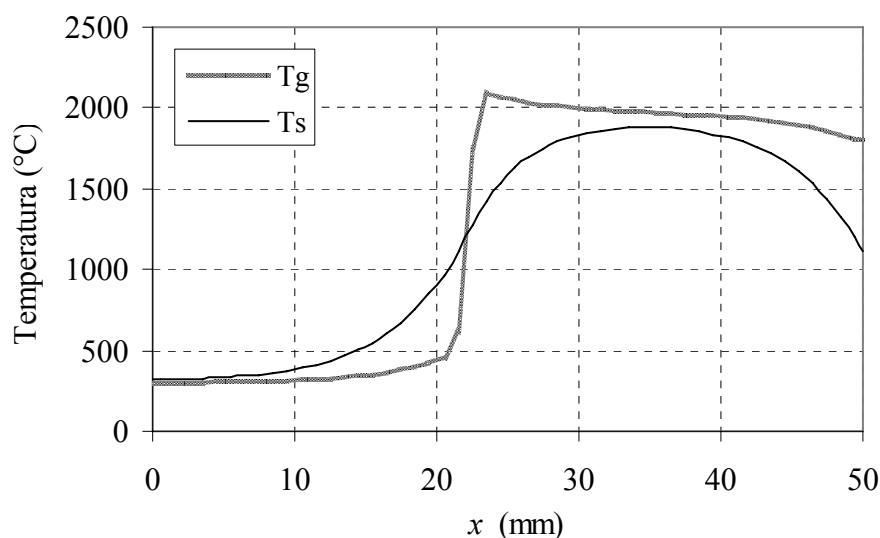


Figura 4.4. Distribuições de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função da coordenada axial ao longo do queimador, para a razão de equivalência de 0,8 e velocidade de chama de 40,45 cm/s.

A reação de combustão transfere calor por condução e radiação para a região de entrada, pré-aquecendo os reagentes e gerando um excesso de entalpia identificado pelo pico de temperatura da fase gasosa (em $x = 23$ mm). Após a região de combustão, a temperatura da fase sólida é elevada devido à transferência de calor com a fase gasosa e, em seguida reduzida devido à perda de calor por radiação para o ambiente externo na superfície do queimador. Observa-se que não existe equilíbrio térmico entre as fases a não ser na região de entrada dos reagentes. Mesmo na face de saída, existe uma diferença de cerca de 690 K entre o sólido e o gás.

Na Figura 4.5, apresenta-se as distribuições de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função da coordenada axial ao longo do queimador, para uma razão de equivalência de 0,8 e velocidade de chama de 24 cm/s.

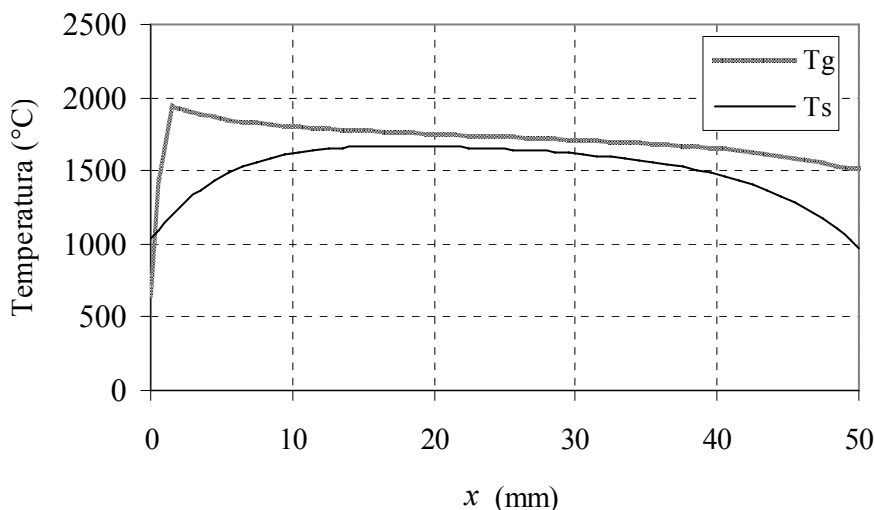


Figura 4.5. Perfis de temperatura do gás e do sólido no centro do meio poroso em função do comprimento do queimador, para a razão de equivalência de 0,8 e velocidade de 24 cm/s.

Neste caso a chama está posicionada na entrada do queimador, sendo evidenciada pelo pico na temperatura do gás. Nota-se que a temperatura do gás permanece sempre maior que a temperatura do sólido em decorrência da perda de calor do sólido para o ambiente externo à montante e à jusante. A diferença de temperatura na saída do queimador é cerca de 545 K.

Para esta mesma configuração da Figura 4.5, as distribuições de temperatura na direção radial para três posições axiais, $x = 1,5$ mm; $x = 17,5$ mm e $x = 48,5$ mm estão apresentados nas Figuras 4.6 e 4.7 para as fases gasosa e sólida, respectivamente.

Nas Figuras 4.6 e 4.7, observa-se que a fase gasosa é resfriada à medida que escoar pelo meio poroso. Para a posição $x = 1,5$ mm (base do queimador), o campo de temperatura radial da fase gasosa permanece praticamente constante (diferença de 58°C entre o centro do meio poroso e a sua extremidade). É nesta região que está ocorrendo a reação de combustão e como esta é assumida plana, a distribuição de temperatura adquire também um formato plano.

Ao longo da coordenada axial do queimador, a diferença de temperatura entre o centro do meio poroso e a sua extremidade torna-se cada vez maior ($\Delta T = 58^{\circ}\text{C}$ para $x = 1,5$ mm, $\Delta T = 560^{\circ}\text{C}$ para $x = 17,5$ mm e $\Delta T = 890^{\circ}\text{C}$ para $x = 48,5$ mm). Nota-se que existe uma penetração dos efeitos difusivos da parede na direção radial no meio poroso, o que caracteriza um regime de região de entrada (ou de desenvolvimento de camada limite térmica). No entanto, a principal parcela de transferência de calor com a parede ocorre através da fase sólida. A fase gasosa, de fato, experimenta uma perda de calor volumétrica variável e, portanto, para a fase gasosa, este processo é análogo, mas não igual ao processo de penetração

de efeitos térmicos em uma camada limite. Para a fase sólida a analogia com camada limite é mais adequada.

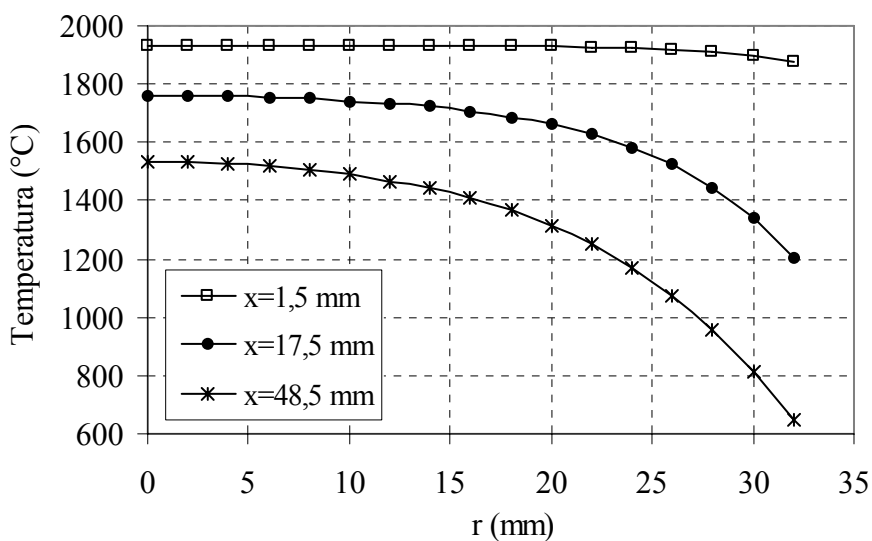


Figura 4.6. Distribuições de temperatura na fase gasosa na direção radial para três posições axiais, $x = 1,5$ mm; $x = 17,5$ mm e $x = 48,5$ mm. A referência é o centro do meio poroso.

A seguir, na Figura 4.7, estão apresentados as distribuições de temperatura na direção radial para a fase sólida, considerando-se a mesma configuração da Figura 4.5 (razão de equivalência de 0,8 e velocidade de chama de 24 cm/s).

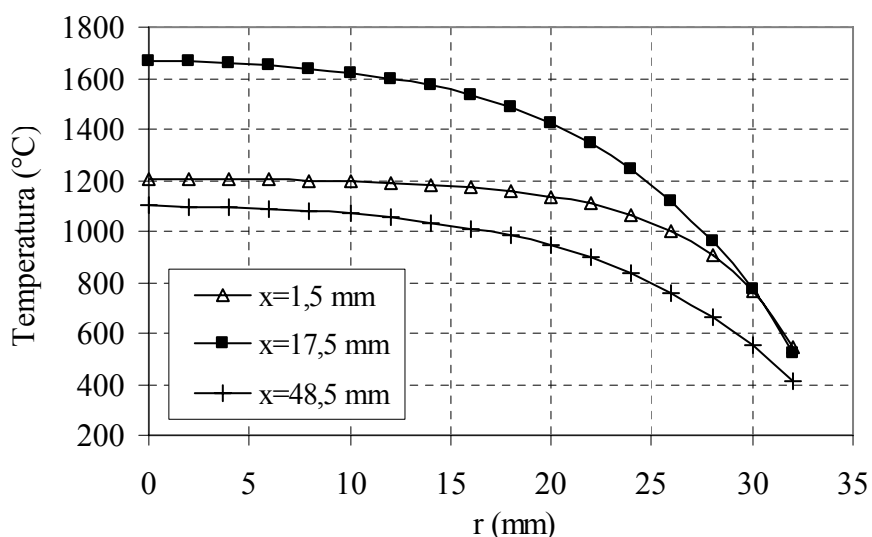


Figura 4.7. Distribuições de temperatura na fase sólida na direção radial para três posições axiais, $x = 1,5$ mm; $x = 17,5$ mm e $x = 48,5$ mm. A referência é o centro do meio poroso.

Observa-se que para a posição $x = 17,5$ mm, a temperatura do sólido é cerca de 500°C maior que a temperatura na posição $x = 1,5$ mm (base do queimador). Este acréscimo de

temperatura da fase sólida entre as posições axiais de 1,5 a 17,5 mm é resultado da troca de calor com o gás após a reação de combustão, localizada na base do queimador. Em seguida, na posição $x = 17,5$ mm a $x = 48,5$ mm, a temperatura do sólido é reduzida devido à perda de calor lateral para a água e a perda por radiação para o ambiente externo na superfície de saída do queimador.

Nota-se também que para a posição $x = 1,5$ mm, a distribuição de temperatura radial permanece praticamente constante até $r = 15$ mm. Após este ponto, a temperatura do sólido apresenta uma redução de cerca de 600 °C até a lateral do meio poroso. Já na posição $x = 17,5$ mm, a distribuição de temperatura radial permanece constante apenas até $r = 4$ mm. Isto evidencia a penetração dos efeitos difusivos da parede na direção radial no meio poroso (região de entrada ou de desenvolvimento de camada limite térmica).

Para as três posições axiais avaliadas, na extremidade do meio poroso ($r = 32$ mm) as temperaturas do sólido estão entre 415 e 545 °C. A partir das dimensões do queimador e estimando um coeficiente de convecção para o escoamento interno de água de 1100 W/m² K, o coeficiente global de transferência de calor do meio poroso para a água em escoamento (UA) é estimado como da ordem de 12 W/K. Para uma temperatura de entrada da água de 25 °C, isto resultaria em temperatura de saída da ordem de 53 °C. Este valor, embora maior, é coerente com os valores máximos medidos.

4.3.4. Eficiência térmica

A Figura 4.8 apresenta a eficiência térmica em função da velocidade de chama.

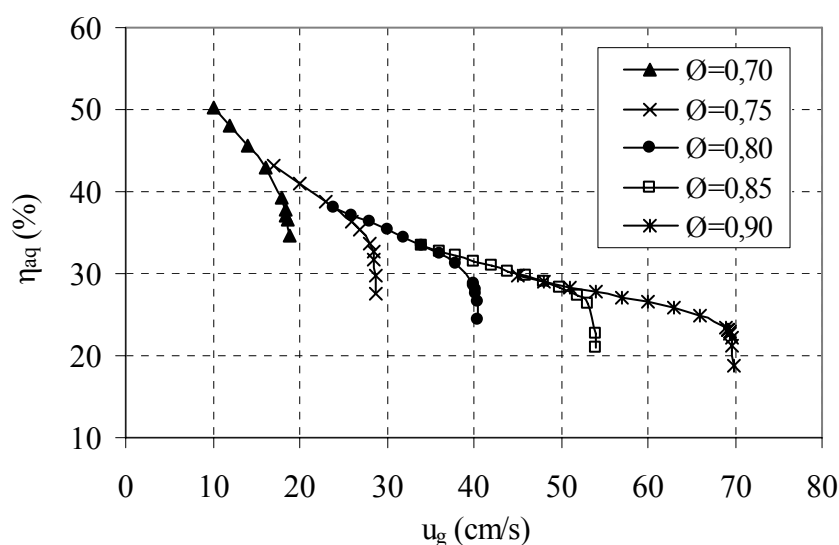


Figura 4.8. Curvas de eficiência térmica em função da velocidade de chama para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.

Para todas as razões de equivalência testadas, a curva de eficiência diminui com o aumento da velocidade de chama, devido ao deslocamento da posição da frente de chama da base do queimador para a região central reduzindo assim a área de troca de calor com a água. Também foi notado o aumento da eficiência com o aumento da razão de equivalência para uma mesma velocidade de chama. Estes efeitos foram encontrados de forma similar na análise experimental. Porém, numericamente pode-se notar que com o aumento da razão de equivalência, a chama tende a mudar de posição estabilizando-se na região mais próxima a base e aumentando assim a área de troca de calor com a água. Experimentalmente este efeito não foi notado devido à dificuldade de captar com precisão a posição exata da frente de chama.

A queda brusca que ocorre na eficiência quando se atinge um certo valor limite de velocidade de chama é resultado da movimentação da chama para as regiões de saída do meio. Enquanto a frente de chama está posicionada próxima a base do queimador, a transferência de calor para o ambiente externo a montante do queimador (por radiação) reduz a temperatura local na região de pré-aquecimento da chama e, portanto, reduz a taxa de reação.

Na Figura 4.9, apresenta-se a temperatura da base do queimador (região de entrada) e a temperatura máxima de reação em função da posição axial da chama nos primeiros 30 mm ao longo de um queimador com comprimento total de 50 mm.

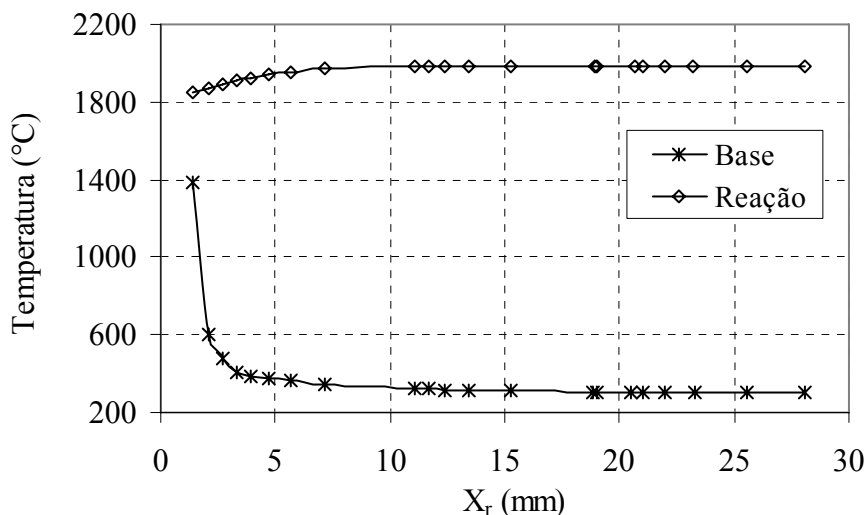


Figura 4.9. Distribuições de temperaturas na base do queimador e de reação química no meio poroso, em função da posição da frente de chama para um razão de equivalência de 0,8.

Nota-se que quando a chama está posicionada na entrada do queimador, a temperatura na base cresce para 1400 K e a temperatura final de reação diminui por conta da transferência

de calor para o ambiente externo a montante do queimador. Conforme a frente de chama é posicionada em outros locais mais próximos da região central do queimador, a transferência de calor na região de entrada perde a influência sobre a temperatura de reação que tende a estabilizar em uma grande faixa ao longo do queimador. A velocidade de chama obtida pelo modelo da Equação (4.30) é calculada em função desta temperatura máxima de reação. Portanto, a velocidade de chama calculada pelo modelo cresce nos primeiros 7 mm do queimador e permanece praticamente constante a partir desta posição. Nota-se que este modelo não leva em consideração a possível curvatura da frente de chama que ocorre experimentalmente. A curvatura da frente de chama altera o valor local da velocidade e com isso altera o campo de temperaturas no meio poroso. Isto não é avaliado por este modelo.

4.3.5. Influência da variação do fluxo de água

A influência da variação do fluxo de água na estabilidade de chama foi avaliada para as temperaturas no centro do queimador e na parede do meio poroso. A análise foi realizada para o ponto de operação que oferece maior eficiência térmica, ou seja, quando a frente de chama está localizada na base do queimador. Assim, para o queimador com 68 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento (Configuração 01), as velocidades de chama utilizadas foram de 10 e 50 cm/s com as razões de equivalência 0,7 e 0,9, respectivamente. Os valores dos fluxos de água aplicados são os mesmos do trabalho experimental (2,7 e 4,8 lpm).

Numericamente pode-se observar que o aumento do fluxo de água de 2,7 para 4,8 lpm resulta no deslocamento da frente de chama para uma posição superior, ou seja, o aumento do fluxo de água reduz levemente a temperatura no meio poroso, fazendo com que a frente de chama encontre uma nova posição de estabilidade mais a jusante. Assim, para as razões de equivalência de 0,7 e 0,9 e com a frente de chama localizada na base do queimador, o aumento do fluxo de água resultou em um deslocamento axial da posição da chama de 0,09 e 0,03 mm, respectivamente.

A Tabela 4.2 apresenta a máxima variação de temperatura obtida no centro e na parede do meio poroso devido ao aumento do fluxo de água de 2,7 para 4,8 lpm, para as razões de equivalência 0,7 e 0,9.

Com o aumento do fluxo de água, pode-se observar que para a razão de equivalência 0,7, a máxima variação de temperatura no centro do meio poroso foi de 76°C, representando um aumento de 6 % em relação à temperatura obtida com o menor fluxo de água (2,7 lpm). No entanto, para a razão de equivalência de 0,9 a máxima variação de temperatura obtida no

centro do meio poroso foi ainda menor, representando uma diferença de 5 % em relação à temperatura obtida com o menor fluxo de água.

Tabela 4.2. Máxima variação de temperatura obtida no centro e na parede do meio poroso devido ao aumento do fluxo de água de 2,7 para 4,8 lpm, para as razões de equivalência de 0,7 e 0,9.

Razão de equivalência	0,7	0,9
Varição máxima da temperatura no centro (°C)	76,1	39,6
Varição máxima da temperatura na parede (°C)	78,8	44,5

Para a temperatura lida na parede do meio poroso, a máxima variação foi de 6 % em relação à temperatura obtida com o menor fluxo de água, para ambas as razões de equivalência avaliadas (0,7 e 0,9).

O aumento da razão de equivalência eleva a temperatura no meio poroso, tornando a estabilidade de chama menos sensível a variação do fluxo de água.

Nos resultados experimentais a posição da frente de chama não pode ser determinada com exatidão, não sendo possível visualizar este deslocamento da frente de chama com o aumento do fluxo de água. Além disso, experimentalmente este efeito pode ser minimizado pelo perfil cônico da frente de chama.

4.3.6. Variação da temperatura da água

A variação da temperatura da água em função do aumento da velocidade de chama está demonstrada através da Figura 4.10.

Conforme apresentado na análise experimental, a quantidade de energia fornecida para a água aumenta com o acréscimo da velocidade de chama, ou seja, conforme a frente de chama vai deslocando-se em direção a superfície ocorre um ponto de operação em que a variação de temperatura (ΔT) na entrada e saída de água do aquecedor é máxima. Neste ponto, a frente de chama está próxima do centro da região que envolve a camisa de água, distribuindo de forma mais uniforme as temperaturas no seu interior. Acima deste ponto, a temperatura na superfície do queimador aumenta, resultando em uma maior perda de energia por convecção e radiação para o ambiente e na conseqüente diminuição da área de troca de calor com água.

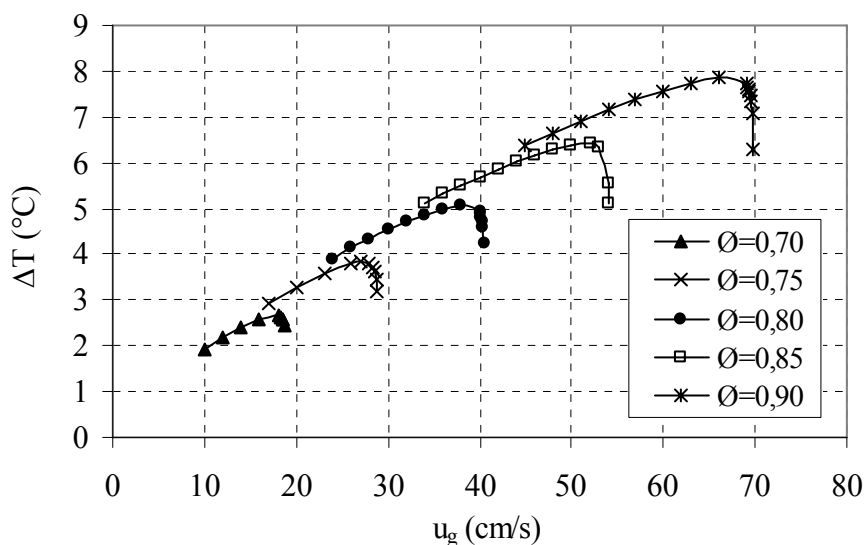


Figura 4.10. Variação da temperatura da água em função do aumento da velocidade de chama para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.

4.3.7. Potências dissipada, perdida e aproveitada

As energias consumida (S_r), aproveitada (Q_{ag}) e perdida (Q_{gs}) estão demonstradas na Figura 4.11, para uma razão de equivalência de 0,8. A energia dissipada por radiação na superfície do aquecedor variou de 0,086 kW a 0,198 kW, de acordo com o ponto de operação, representando no máximo 6 % da parcela de energia consumida na reação de combustão.

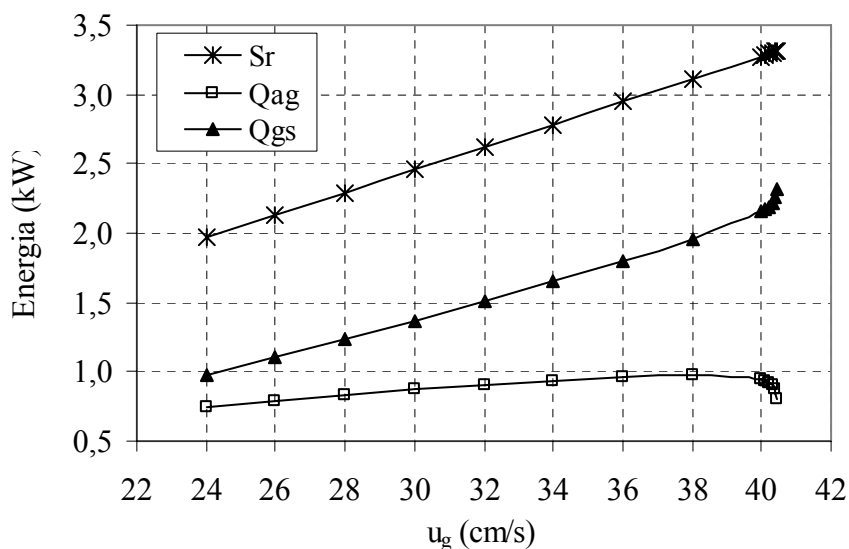


Figura 4.11. Energias consumida (S_r), aproveitada (Q_{ag}) e perdida (Q_{gs}), em função da velocidade de chama para uma razão de equivalência de 0,8.

De forma similar ao resultado experimental (Figura 3.15) a quantidade de energia perdida aumenta com o aumento da velocidade de chama. Este efeito é resultado do

deslocamento da frente de reação para a região central do queimador, reduzindo a área de troca de calor com a água e elevando a temperatura na superfície do queimador.

A seguir serão apresentados os efeitos gerados com a variação dos parâmetros geométricos no comportamento do aquecedor.

4.4. Análise da variação dos parâmetros geométricos

Nesta seção serão apresentados os efeitos da variação dos parâmetros geométricos na eficiência térmica do queimador. Os efeitos sobre o diagrama de operação e as distribuições de temperatura no meio poroso também são avaliados. Porém, deve-se ressaltar que os resultados obtidos no modelo são qualitativos, não representando de forma quantitativa os valores apresentados no experimento.

A geometria do aquecedor foi variada radial e axialmente para três diferentes dimensões. Porém, apenas a variação do raio da câmara de combustão (região onde está confinado o meio poroso em que ocorre a reação química) foi investigada, ou seja, a espessura da parede metálica da câmara de combustão e a largura da camisa de água foram mantidas constantes para todas as geometrias avaliadas. A Tabela 4.3 apresenta as configurações (dimensões radial e axial) utilizadas no modelo numérico.

Tabela 4.3. Configurações utilizadas no modelo numérico.

Configuração	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)
1	50	68
2	100	68
3	150	68
4	150	60
5	150	48

A área da seção transversal do canal por onde circula a água no trocador de calor foi mantida constante com dimensões de 0,01 por 0,01 m.

4.4.1. Efeito sobre a faixa de operação

A Figura 4.12 apresenta as faixas de operação do queimador em função da variação dos parâmetros geométricos (comprimento e diâmetro), para uma razão de equivalência de 0,9.

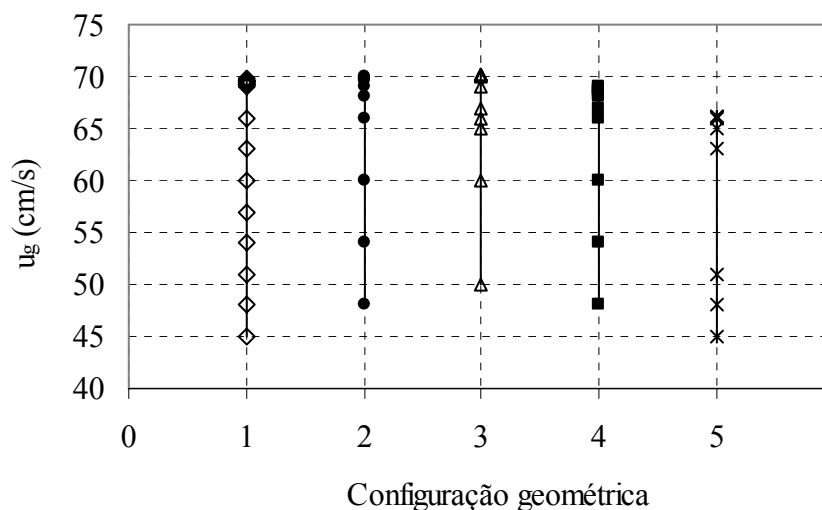


Figura 4.12. Efeito da variação dos parâmetros geométricos na faixa de operação do queimador para uma razão de equivalência de 0,9.

A variação do comprimento do queimador aumenta o limite inferior de operação, como pode ser notado através das Configurações 1, 2 e 3. Este efeito é resultado da maior resistência térmica do meio poroso devido ao aumento do seu comprimento, reduzindo a taxa de transferência de calor para a superfície de saída. Esta menor perda de calor para a superfície eleva a temperatura de reação na base do queimador, aumentando a velocidade de reação e elevando o limite inferior de operação.

O efeito gerado com a variação do diâmetro pode ser visualizado através das Configurações 3, 4 e 5. A redução do diâmetro aumenta a taxa de transferência de calor para a água, reduzindo a temperatura de reação no meio poroso e conseqüentemente os limites inferior e superior de velocidade de chama. Como o comprimento do queimador permaneceu constante, a faixa de velocidade de chama também não foi alterada, deslocando apenas os limites de operação.

4.4.2. Efeito sobre o gradiente de temperatura no meio poroso

A influência da variação do diâmetro do queimador sobre o gradiente de temperatura radial no meio poroso foi avaliado para as Configurações 3 e 5, sendo que para estas configurações os diâmetros são de 68 e 48 mm, respectivamente. A Figura 4.13 apresenta a diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) para a Configuração 3, com razões equivalência de 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 50 cm/s, respectivamente. Os pontos de operação (\emptyset e u_{ch}) foram selecionados

de forma que a frente de chama estivesse localizada na base do queimador, onde se pode obter a maior eficiência térmica.

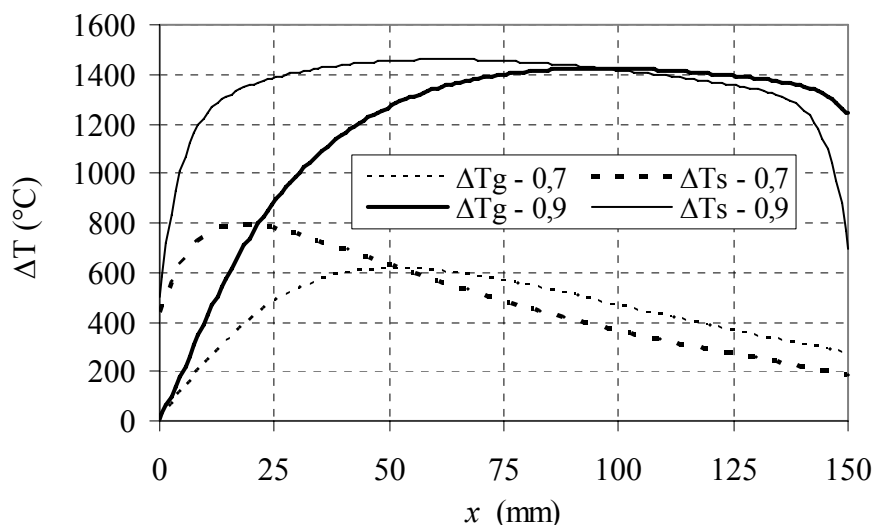


Figura 4.13. Diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) em função da coordenada axial para a Configuração 3, com razões de equivalência 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 50 cm/s, respectivamente.

A diferença de temperatura é maior para a fase sólida na primeira metade do queimador e maior para a fase gasosa na segunda metade do queimador. Isto decorre em função da transmissão de calor no meio sólido do centro para a parede na primeira metade e da transferência de calor do meio sólido para o ambiente externo por radiação na superfície de saída para a segunda metade do queimador. O aumento da razão de equivalência de 0,7 para 0,9 resulta no aumento da diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida e gasosa. Este efeito ocorre devido ao aumento da temperatura no meio poroso e conseqüentemente na maior transferência de calor para a água. No entanto, esta perda de calor é mais acentuada na região próxima à parede do meio poroso, enquanto que no centro a temperatura permanece praticamente estável ao longo do queimador.

A Figura 4.14 apresenta a diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) para a Configuração 5, com razões de equivalência de 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 45 cm/s, respectivamente.

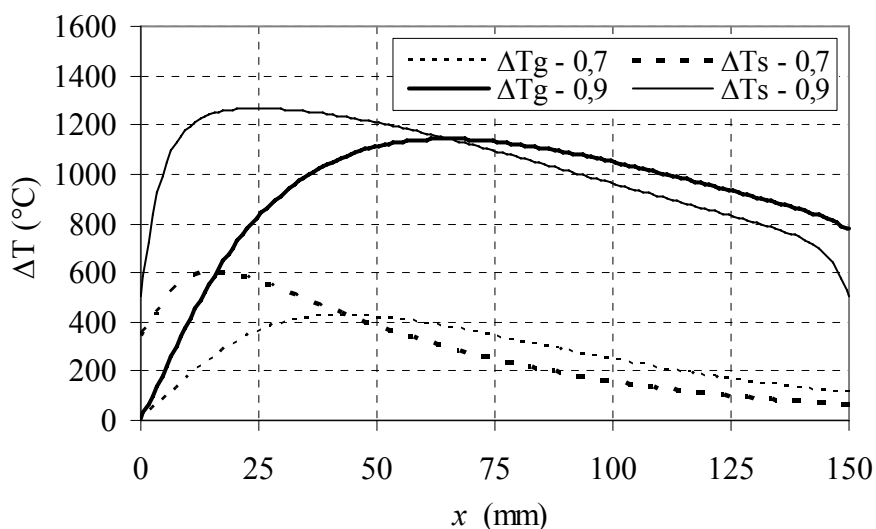


Figura 4.14. Diferença de temperatura entre o centro e a parede do meio poroso para as fases sólida (ΔT_s) e gasosa (ΔT_g) em função da coordenada axial para a Configuração 5, com razões de equivalência 0,7 e 0,9 e velocidades de chama de 10 e 45 cm/s, respectivamente.

Na Configuração 3 (Figura 4.13) o ΔT_s máximo foi de 1457 °C, enquanto que para a Configuração 5 o máximo ΔT_s alcançado foi de 1267 °C, ou seja, a redução do diâmetro reduz o gradiente de temperatura no meio poroso, mantendo a parede do queimador mais aquecida e conseqüentemente aumentando a quantidade de energia térmica transferida para água. Ainda, para os resultados da Figura 4.14 a redução de diâmetro causa uma redução de potência total. Assim, a eficiência térmica do aquecedor deve aumentar com a diminuição do diâmetro. Isto é analisado a seguir.

4.4.3. Efeito sobre a eficiência térmica

O efeito da variação do comprimento dos queimadores sobre a eficiência térmica está apresentada na Figura 4.15 para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9. Os queimadores com comprimentos de 50, 100 e 150 milímetros representam as Configurações 1, 2 e 3, respectivamente. As velocidades de chama utilizadas em cada razão de equivalência foram selecionadas de forma que a frente de chama esteja localizada na base do queimador, oferecendo assim a maior eficiência térmica.

O aumento do comprimento dos queimadores de 50 para 150 milímetros resulta no aumento da eficiência térmica, devido a maior área de troca de calor com a água.

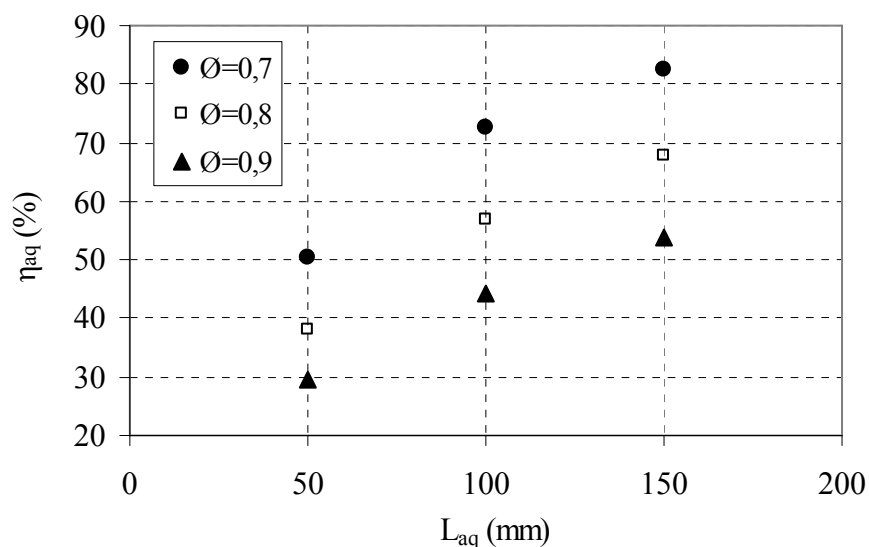


Figura 4.15. Análise da variação da eficiência térmica em função dos diferentes comprimentos de queimadores, para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.

Além disso, com o aumento do comprimento a temperatura na superfície de saída do queimador será menor, resultando na diminuição da perda de calor por radiação para o ambiente externo.

No entanto, este aumento de eficiência terá um limite quando o comprimento for grande o suficiente de forma que a superfície esteja próxima à temperatura ambiente e toda a energia gerada na reação de combustão tenha sido transferida para água. Isto é simular a um trocador de calor com fluxos paralelos com área infinita (número de unidades de transferência, NUT, infinito). Neste caso a efetividade ϵ do trocador tenderá ao seu valor máximo ($\epsilon \rightarrow \epsilon_{max}$), mas isto não significa que este será o trocador de calor com maior vantagem econômica. A análise econômica para o projeto do trocador de calor não é objetivo deste trabalho.

A Figura 4.16 apresenta o efeito da variação do diâmetro dos queimadores sobre a eficiência térmica para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9. Os queimadores com diâmetros de 48, 60 e 68 milímetros representam as Configurações 5, 4 e 3, respectivamente. Novamente, os valores das velocidades de chama foram selecionadas de forma que a frente de chama esteja localizada na base do queimador, oferecendo assim a maior eficiência térmica.

O aumento do diâmetro resulta na diminuição da eficiência térmica do queimador. O aumento de diâmetro resulta em uma maior área transversal na qual é gerada potência térmica que não participa da transferência de calor com a água.

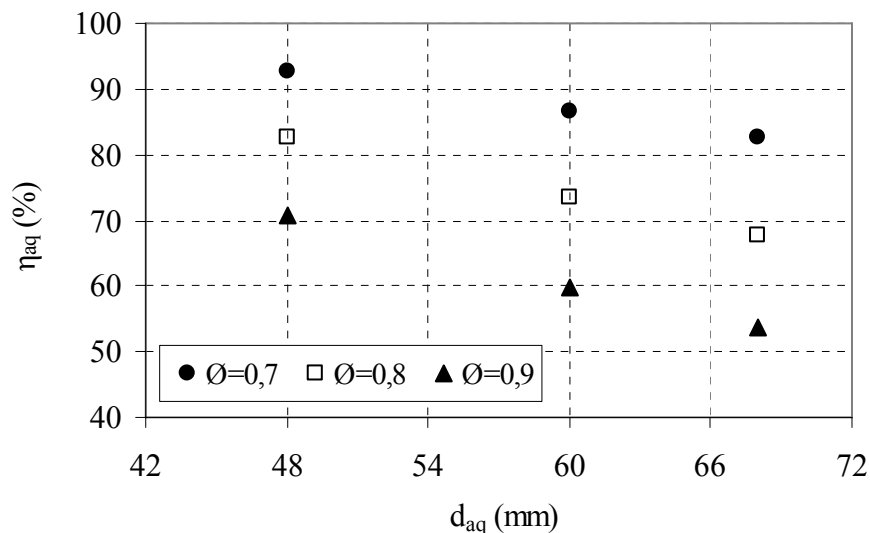


Figura 4.16. Análise da variação da eficiência térmica em função dos diferentes diâmetros de queimadores, para razões de equivalência entre 0,7 e 0,9.

Nota-se que apenas as regiões próximas às paredes (uma região de camada limite) é que participam da troca térmica com a água. Porém, observa-se também que a redução do diâmetro resulta em redução da potência total do queimador, o que resultará em um maior número de unidades necessárias para aquecer uma determinada vazão de água à temperatura requerida pela aplicação.

A Figura 4.17 apresenta as eficiências dos queimadores para todas as Configurações avaliadas em função da velocidade de chama. A razão de equivalência utilizada é de 0,8.

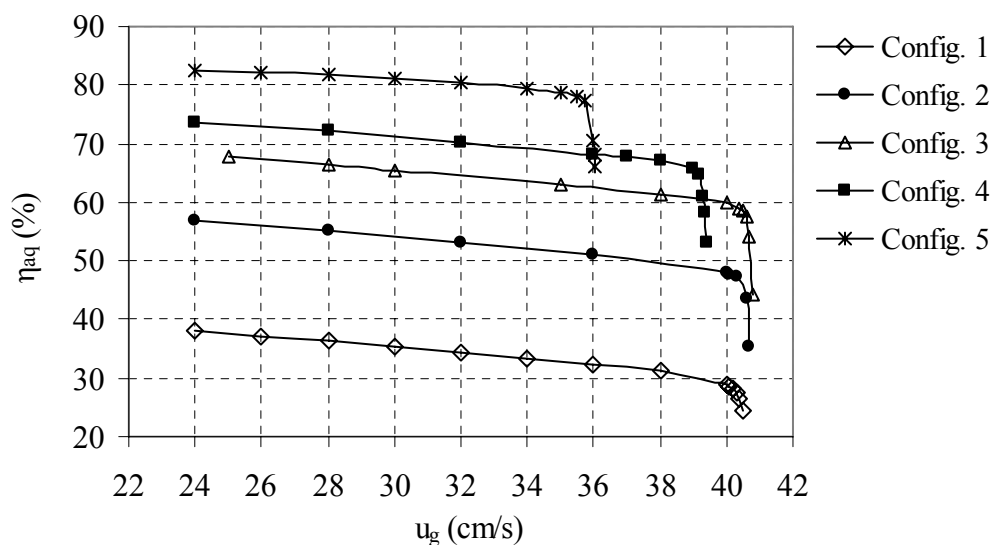


Figura 4.17. Eficiência térmica em função da velocidade de chama para todas as configurações geométricas avaliadas, com uma razão de equivalência de 0,8.

O aumento do diâmetro do queimador (Configurações 5 a 3) amplia a faixa de velocidade de chama, conforme apresentado anteriormente, no entanto reduz a eficiência térmica devido a maior potência específica necessária para aquecer a mesma quantidade de água. O aumento do comprimento do queimador (Configurações 1 a 3) aumenta a eficiência térmica devido a maior área de troca com a água. A Configuração 5 apresenta a maior eficiência térmica devido ao maior comprimento e menor diâmetro.

A Figura 4.18 apresenta a eficiência térmica em função da potência total para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.

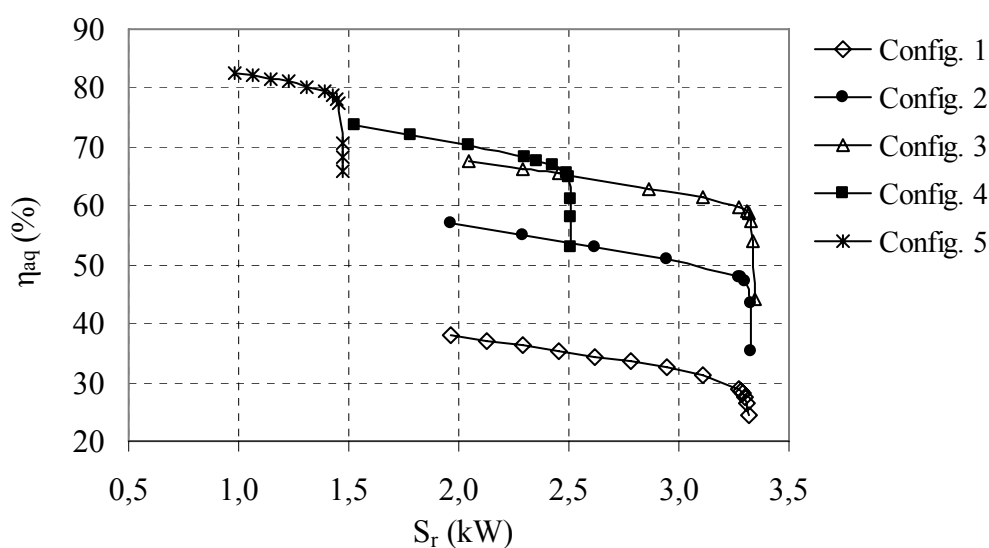


Figura 4.18. Eficiência térmica em função da potência total para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.

Observa-se que a diminuição do diâmetro (Configurações 3 a 5) aumentou a eficiência térmica dos queimadores, porém, reduziu a sua faixa de potência. A redução do diâmetro de 68 para 48 milímetros resultou em aumento da máxima eficiência térmica de 68 para 83 %. No entanto, a potência total reduziu de 2 para 1 kW, considerando-se o ponto de maior eficiência térmica.

Contudo, um queimador com maior eficiência térmica resulta na maior taxa de transferência de calor para a água, ou seja, deve-se avaliar também a influência da variação dos parâmetros geométricos na potência térmica transferida para a água.

A Figura 4.19 apresenta a eficiência térmica em função da potência térmica transferida para a água, para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.

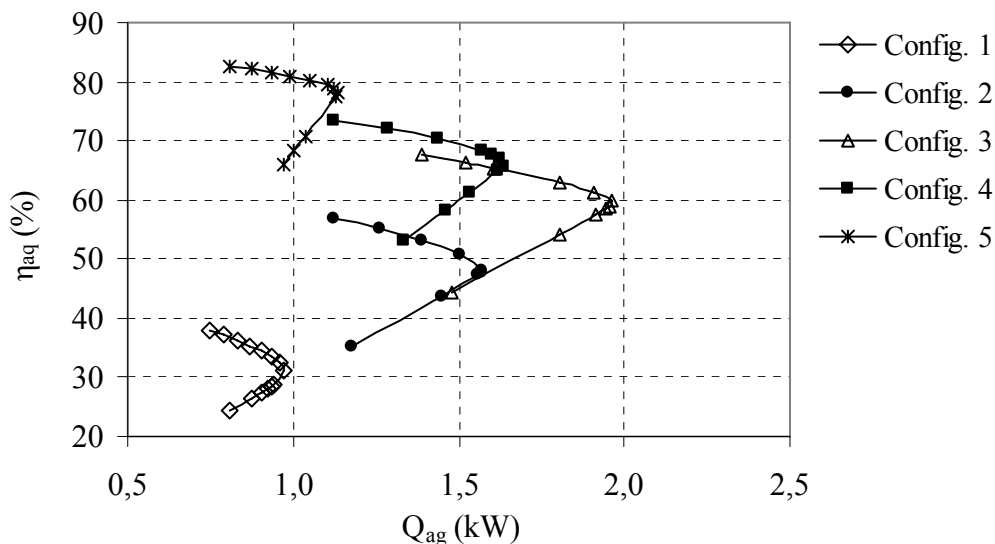


Figura 4.19. Eficiência térmica em função da potência térmica transferida para a água, para as Configurações de 1 a 5 e razão de equivalência 0,8.

Para todas as configuração apresentadas, a máxima eficiência térmica ocorre para baixos valores de velocidade de chama, ou seja, quando a frente de chama está posicionada na base do queimador. Conforme apresentado anteriormente, com o aumento da velocidade de chama a frente de chama desloca-se ao longo da coordenada axial do queimador até o ponto em que a potência térmica atinge o seu valor máximo, devido à distribuição axial uniforme das temperaturas no meio poroso. Acima deste ponto, a temperatura na superfície do queimador aumenta, resultando em uma maior perda de energia por convecção e radiação para o ambiente e na conseqüente diminuição da área de troca de calor com água.

Nota-se que o aumento do comprimento dos queimadores (Configurações 1 a 3) resulta no aumento da eficiência e da potência térmica transferida para a água. Este efeito é resultado da maior área de troca de calor com a água. No entanto, a redução do diâmetro (Configurações 3 a 5) resulta na diminuição da potência térmica e no aumento da eficiência.

4.5. Conclusões finais

Observando-se a Figura 4.18, nota-se que o aumento do comprimento não altera a faixa de potência total do queimador, visto que apenas o limite inferior é levemente alterado. Na figura 4.19, no entanto, observa-se que a alteração do comprimento resulta em expressivo aumento da eficiência e da potência térmica fornecida para a água. Por outro lado, a diminuição do diâmetro resulta em aumento de eficiência com redução da potência transferida para a água. Avaliando-se apenas o ponto de maior eficiência térmica, pode-se observar que a

redução do diâmetro (Configurações 3 e 5) implica na redução de 50 % da potência total (cerca de 2 para 1 kW) e na redução de 57 % da potência térmica transferida para a água (1,4 para 0,8 kW). Assim, sob este ponto de vista, é mais adequado utilizar-se um conjunto de queimadores com área menor do que um único queimador com área maior (digamos, dois queimadores com diâmetro de 48 mm para substituir um com 68 mm). O uso de um maior número de queimadores com área menor levaria a um aumento da eficiência global do sistema. Outra vantagem seria o menor tempo de partida, devido à menor inércia térmica, um efeito não avaliado neste modelo. A principal desvantagem desta estratégia seria a possibilidade de maior geração de CO, devido ao maior resfriamento da região de reação. Este efeito não foi avaliado pelo presente modelo, pois o modelo usado baseia-se em uma reação global de uma etapa. Outra desvantagem do sistema com múltiplos aquecedores é a maior complexidade construtiva. Dentro do limite de produção de CO permitido pela legislação, a escolha de número adequado de queimadores torna-se somente uma questão econômica.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1. Conclusões

Neste trabalho, uma análise experimental e numérica da estabilidade de chama em um queimador poroso integrado com um trocador de calor foi realizada. O queimador estudado é formado por um meio poroso constituído por um material cerâmico com diferentes tamanhos de poro. No experimento, foram realizadas medições detalhadas dos limites de estabilidade de chama, da eficiência térmica do aquecedor e das emissões de CO, NO_x, e C_xH_y. No modelo numérico, foram analisados os efeitos da variação dos parâmetros geométricos (comprimento e diâmetro), sobre os limites de estabilidade e a eficiência do aquecedor.

As principais conclusões deste trabalho são as seguintes:

1. As cerâmicas de zircônia alumina disponíveis comercialmente no Brasil e utilizadas neste trabalho, são fabricadas para o uso como filtro de fundição e não são projetadas para a finalidade de uso em queimadores porosos. No entanto, o desempenho obtido indica inicialmente que as cerâmicas utilizadas podem ser usadas para fabricar um aquecedor de água. Este resultado é baseado na temperatura máxima admitida pela cerâmica, tornando possível o aquecimento da água até a temperatura desejada. Contudo, testes específicos de durabilidade e resistência térmica devem ser realizados com estas cerâmicas antes de serem indicadas para o uso comercial em queimadores porosos.
2. O aumento da razão de equivalência eleva a eficiência térmica do aquecedor, devido a maior temperatura no meio poroso e conseqüentemente, a maior taxa de transferência de calor para a água. O aumento da temperatura no meio poroso também resulta em uma combustão mais completa devido à redução da extinção da chama nas paredes da câmara de combustão.
3. A velocidade média do escoamento também exerce uma forte influência sobre a eficiência térmica do aquecedor, ou seja, quanto maior a velocidade menor será a eficiência. Este efeito é resultado do deslocamento da posição da frente de chama, que se estende da base do aquecedor até a sua superfície. O deslocamento da posição da frente de chama implica em uma menor área de troca de calor com a água, devido a menor área aquecida na câmara de combustão. Além disso, com a frente de chama na posição central aumenta-se a quantidade de energia perdida com os gases de exaustão na superfície do aquecedor, reduzindo a sua eficiência térmica.

4. A máxima eficiência obtida foi de 76% para uma potência de 2,6 kW, resultando em um acréscimo de temperatura da água de 10,7°C com uma vazão de água de 2,7 lpm. Para a potência máxima de 11,2 kW, o ΔT obtido para a água foi de 22,6°C com uma eficiência térmica de 38%.

5. Atualmente os aquecedores de água de passagem disponíveis comercialmente possuem uma eficiência térmica em torno de 85% para vazões de água de até 6 lpm. Assim, observa-se que a eficiência obtida com este aquecedor de passagem com meio poroso ainda é baixa. Contudo, os resultados podem ser melhorados com a construção de um protótipo que possua uma relação área de troca/área da seção transversal mais adequada.

6. O menor índice de emissão de CO medido foi de 0,8 g/kg, para uma razão de equivalência de 0,7 e velocidade média do escoamento de 40 cm/s. Para a mesma razão de equivalência, o aumento da velocidade média do escoamento pode elevar este índice para um valor de até 15 g/kg. A região de maior eficiência térmica do aquecedor também é a região de menor produção de CO, ou seja, quando a frente de chama está localizada na base do queimador. O aumento da velocidade média do escoamento desloca a frente de chama da interface (RP/REC), resultado na extinção da chama na área próxima a parede da câmara de combustão devido à baixa temperatura.

7. O menor índice de C_xH_y medido foi de 0,04 g/kg para uma razão de equivalência 0,70 e velocidade média do escoamento de 40 cm/s. Novamente, a emissão dos hidrocarbonetos é reduzida com a diminuição da velocidade média do escoamento, pois para altas velocidades a frente de chama desloca-se da interface (RP/REC) e se estabiliza na REC (região sem isolamento), aumentando a emissão de C_xH_y devido ao efeito da extinção de chama que ocorre nas paredes da câmara de combustão.

8. O modelo numérico desenvolvido permitiu uma análise do efeito da geometria do queimador no seu desempenho. O modelo foi comparado qualitativamente com os resultados experimentais, focando o diagrama de operação, a influência do fluxo de água, a eficiência térmica e os perfis de temperatura do sólido, do gás e da água. As hipóteses utilizadas deixaram a região central do queimador mais sensível quanto à variação da velocidade do escoamento, reduzindo a faixa de operação e criando quedas bruscas da eficiência para altas velocidades do escoamento. No entanto, os resultados obtidos foram qualitativamente coerentes com os resultados experimentais e com a literatura, permitindo analisar com clareza a influência da variação dos parâmetros geométricos no comportamento do queimador.

9. A variação do diâmetro do queimador apresentou maior eficiência térmica para diâmetros menores, devido a menor potência específica (potência por área) necessária para manter o meio poroso em alta temperatura. No entanto, a redução do diâmetro reduz a potência do queimador tornando-se necessário avaliar o diâmetro ideal, de forma a manter uma potência mínima necessária para o aquecimento da água até a temperatura desejada, com a máxima eficiência possível.

10. A variação do comprimento do queimador apresentou maiores eficiências térmicas para comprimentos maiores, pois o aumento do comprimento resulta em maior área de troca de calor com a água e menor perda de energia na superfície por radiação e convecção. O comprimento ótimo deve ser estimado de forma a minimizar as perdas de energia na superfície do queimador, aumentando assim a sua eficiência.

As conclusões deste trabalho com relação à estabilidade de chama e à eficiência térmica para diferentes pontos de operação (\emptyset ; u_g) e diferentes geometrias são informações que auxiliam o projeto de um aquecedor de passagem utilizando um meio poroso como câmara de combustão. Estas informações são características da espuma cerâmica e do projeto utilizado neste trabalho.

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Os seguintes trabalhos são recomendados:

1. A solução numérica completa do aquecedor para determinar a geometria (diâmetro e comprimento) mais adequada, de forma a obter a máxima eficiência, de acordo com a potência desejada. Este estudo pode ser realizado em coordenadas cilíndricas e pode utilizar tanto cinética química global, para a análise da transferência de calor, como cinética química detalhada, para a análise da emissão de poluentes (por exemplo, com o mecanismo cinético GRIMECH).
2. Recomenda-se avaliar numericamente a influência da variação das características do material poroso na eficiência térmica. A porosidade, a condutividade térmica e a emissividade do material poroso podem exercer uma forte influência na taxa de transferência de calor para a água e, conseqüentemente, na eficiência térmica do aquecedor.
3. Recomenda-se realizar um estudo experimental detalhado com queimadores porosos com menor diâmetro, maior comprimento e formados por diferentes espumas cerâmicas porosas.

REFERÊNCIAS

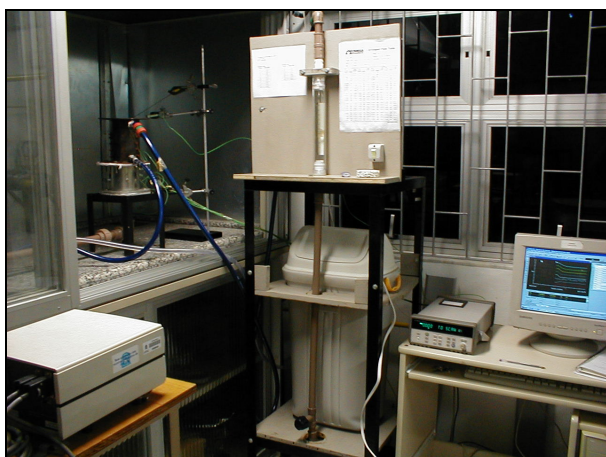
- BJERKETVEDT, D.; BAKKE, J. R.; VAN WINGERDEN, K. Gas explosion hadbook, Fantoft. Bergen, Norway: Christian Michelsen Research AS, 1997.
- BRENNER, G.; PICKENÄCKER, K.; PICKENÄCKER, O.; TRIMIS, D.; WAWRZINEK, K.; WEBER, T. Numerical and experimental investigation of matrix stabilized methane/air combustion in porous inert media. *Combustion and Flame*, v. 123, pp. 201-213, 2000.
- BORMAN, G. L.; RAGLAND, K. W. *Combustion Engineering*, 1º Ed, McGraw-Hill, 1998.
- CARVALHO, J. A.; MCQUAY, M. Q. *Princípios de combustão aplicada*. 176 f, Editora da UFSC, Florianópolis, 2007.
- CATAPAN, R. C. Estudo do mecanismo combinado térmico e fluidodinâmico de estabilização de chama em um queimador poroso radiante e sua operação em ambiente de elevada temperatura. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- CATAPAN, R. C.; PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M. Development of a radiant porous burner with a combined thermal and fluidynamic mechanism of flame stabilization. In: *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM*, 18. Ouro Preto, Brasil, 2005.
- CHAFFIN, C.; KOENIG, M.; KOEROGHLIAN, M.; MATTHEWS, R. D.; HALL, M. J.; NICHOLS, S. P.; LIM, I-G. Experimental investigation of premixed combustion with highly porous media. *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, v. 4, pp. 219-224, 1991.
- CHAIN, R. C. P.; LACAVA, P. T. Avaliação sobre a emissão de poluentes na substituição do óleo combustível por gás natural – Estudo de caso para caldeiras geradoras de vapor industrial. *Rev, Tecnol.*, v. 26, p. 111-123. Fortaleza, Brasil, 2005.
- DELALIC, N.; MULAHASANOVIC, Dz.; GANIC, E. N. Porous media compact heat exchanger unit – experiment and analysis. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 28, pp. 185-192, 2004.
- FRANCISCO, R. W.; OLIVEIRA, A. A. M. Análise de um queimador poroso com trocador de calor integrado visando o desenvolvimento de aquecedor de água de passagem. In: *Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT*, 11, Curitiba, Brasil, 2006.

- FU, X. Modeling of a submerged flame porous burner/radiant heater. 1997. Tese – Purdue University, West Lafayette, EUA.
- FU, X.; VISKANTA, R.; GORE, J. P. Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 17, p. 285-293, 1998.
- GLASSMAN, Irvin. *Combustion*. 627 f, 3^o Ed. San Diego: Academic Press Inc., 1996.
- HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. Burners producing large excess enthalpies, *Combustion Science and Technology*, v. 8, pp. 201-214, 1974.
- HOWELL, J. R.; HALL, M. J.; ELLZEY, J. L. Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 22, pp. 121-145, 1996.
- HSU, P. F., EVANS, W. D., HOWELL, J. R. Experimental and numerical study of premixed combustion within nonhomogeneous porous ceramics. *Combustion Science and Technology*, v. 90, pp. 149-172, 1993.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. *Transferência de calor e de massa*. 5^o Ed. LTC. 2002.
- KAVIANY, Massoud. *Principles of heat transfer in porous media*. New York: Springer-Verlag, 2^o Ed. 1995. 709 p.
- KAVIANY, Massoud. *Principles of heat transfer*. New York: John Wiley & Sons Inc., 973 p, 2002.
- KHANNA, R.; GOEL, R.; ELLZEY, J. L. Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner. *Combustion Science and Technology*, v. 99, pp. 133-142, 1994.
- KOTANI, Y.; TAKENO, T. An experimental study on stability and combustion characteristics of an excess enthalpy flame. *Proceedings of the Combustion Institute*, 19, pp. 1503-1509, 1982.
- KOTANI, Y.; BEHBAHANI, H. F.; TAKENO, T.. An excess enthalpy flame combustor for extended flow ranges. *Proceedings of the Combustion Institute*, 20, pp. 2025-2033, 1984.
- LAMMERS, F. A.; DE GOEY, L. P. H. A numerical study of flash back of laminar premixed flames in ceramic-foam surface burners. *Combustion and Flame*, v. 133, n. 1-2, pp. 47-61, 2003.
- MARKS, M.; PICKENÄCKER, O. Fields of application of the porous medium burner concept. 1998.

- MAUZERALL, D. L.; SULTAN, B.; KIM, N.; BRADFORD, D. F. NO_x emissions from large point sources: variability in ozone production, resulting health damages and economic costs. *Atmospheric Environment*, v. 39, n. 16, pp. 2851-2866, 2005.
- MÖßAUER S.; PICKENÄCKER, O.; PICKENÄCKER, K.; TRIMIS, D. Application of the porous burner technology in energy and heat engineering. In: *International Conference on Technologies for a Clean Air Environment*, Lisboa, Portugal, 1999.
- ORBIS MERTIG S.A., Comunicação pessoal. Curitiba, 2007.
- OLIVEIRA, A. A. M. e KAVIANY, M., Nonequilibrium in the Transport of Heat and Reactants in Combustion in Porous Media. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 27, pp. 523-545, 2001.
- OLIVEIRA, A M.; PEREIRA, F. M.; CATAPAN, R. C. P029 Queimapor – Desenvolvimento de queimadores porosos radiantes a gás natural, Relatório Técnico, Universidade Federal de Santa Catarina / Rede Gás & Energia, Florianópolis, 2004a.
- PAVEL, B. I.; MOHAMAD, A. A. An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media. *International journal of Heat and Mass Transfer*, v. 47, pp. 4939-4952, 2004.
- PEREIRA, F. M., Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes, 145 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M.; FACHINI, F. F., Asymptotic analysis of stationary adiabatic premixed-flames in inert porous media. Submitted to *Combustion and Flame*, 2007.
- PEREIRA, F. M.; OLIVEIRA, A. A. M., Analytical study of the excess enthalpy in the combustion within porous media. *Proceedings of the 18th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*. Minas Gerais, Brazil, 2005.
- POINSOT, T.; VEYNANTE, D. *Theoretical and Numerical Combustion*. R. T. Edwards, 2001.
- SAHRAOUI, M.; KAVIANY, M. Direct simulation vs. volume-average treatment of adiabatic, premixed flame in a porous medium. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v. 37, P. 2817-34, 1994.

- TAKENO, T., SATO, K. An excess enthalpy flame theory. *Combustion Science and Technology*, v. 20, pp. 73-84, 1979.
- TAKENO, T., SATO, K.; HASE, K. A theoretical study on an excess enthalpy flame. 18th Symposium of Combustion, p.465-472, 1981.
- TAKENO, T., SATO, K. An excess enthalpy flame theory. *Combustion Science and Technology*, v. 20, pp. 73-84, 1979.
- TONG, T. W.; LIN, W. Q.; PECK, R. E. Radiative heat transfer in porous media with spatially-dependent heat generation. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, v. 14, pp. 627-637, 1987.
- TONG, T. W.; SATHE, S. B.; PECK, R. E. Improving the performance of porous radiant burners through use of sub-micron size fibers. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 33, pp. 1339-1346, 1989.
- TRIMIS, D.; DURST, F. Combustion in a porous medium – advances and applications. *Combustion Science and Technology*, v. 121, pp. 153-168, 1996.
- URNS, S. R. An introduction to combustion – Concepts and applications. 2^a Edition. McGraw-Hill. 2000. Capítulos 1, 8 e 15.
- WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W. Combustion - physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation. 2^a Edição. Springer, 1999. Capítulo 17.
- WESTBROOK, C. K.; DRYER, F. L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. *Combustion Science and Technology.*, v. 27, p. 31-43, 1981.
- WILLIAMS, F. A., *Combustion Theory*, Westview Press, 2^a Edition, 1985.
- YOSHIZAWA, Y.; SASAKI, K.; ECHIGO, R. Analytical study of the structure of radiation controlled flame. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 31, pp. 311-319, 1988.

APÊNDICE A – FOTOS DA BANCADA EXPERIMENTAL



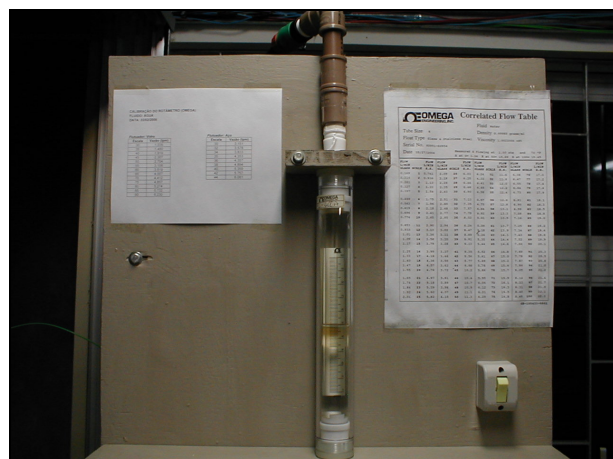
Bancada experimental.



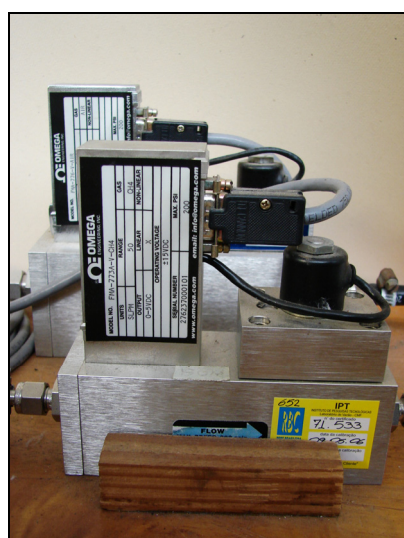
Queimador poroso com trocador de calor integrado.



Vista superior do queimador, com a frente de chama posicionada próxima a região central.



Rotômetro utilizado para medição da vazão de água.



Medidores de vazão de ar e gás natural.



Chaminé adaptada na superfície do queimador para medição da composição dos gases de exaustão.

APÊNDICE B – CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS MEDIDORES DE VAZÃO.

O medidor de vazão FMA-773a utilizado para a medição e o controle da vazão de combustível foi calibrado pelo IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas). O medidor foi calibrado utilizando-se ar como fluido. Como o aparelho é fornecido pelo fabricante com calibração para metano com uma faixa de 0 a 50 lpm. Para obter o valor medido a partir do valor lido no instrumento, deve-se dividir o valor indicado pelo aparelho ($\dot{V}_{indicada}$) por um fator de correção K igual a 0,73, conforme as seguintes equações:

$$\dot{V}_{medidor} = \frac{\dot{V}_{indicada}}{K} \quad (\text{A.1})$$

$$K = \frac{\rho_{CH_4} c_{p,CH_4}}{\rho_{Ar} c_{p,Ar}} \quad (\text{A.2})$$

O fator K apresentado é determinado dividindo-se a densidade e o calor específico à pressão constante do fluido que o aparelho foi calibrado (metano) pela densidade e calor específico do fluido que está sendo utilizado (ar). A Figura A.1 mostra a curva de calibração do medidor.

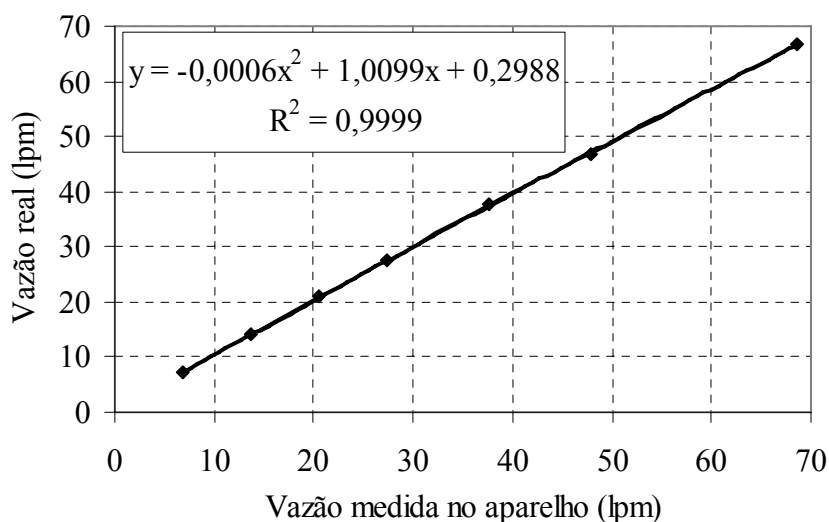


Figura A.1. Curva de calibração realizada pelo IPT (São Paulo) para o medidor de vazão FMA-773a.

A incerteza de medição foi calculada baseando-se em uma confiabilidade de 95 %, ficando em média igual a $\pm 0,35$ lpm. Assim, a incerteza de medição foi considerada como

sendo igual a $\pm 0,6$ lpm, que é a incerteza máxima de medição do equipamento do IPT usado como padrão.

O medidor FMA-776 utilizado para medir a vazão de ar, possui uma faixa de medição de 0 a 500 lpm e foi calibrado no laboratório utilizando-se como padrão o medidor FMA-773a (calibrado pelo IPT e apresentado acima). A Figura A.2 apresenta a curva de calibração do medidor FMA-776 em relação ao valor medido pelo FMA-773a.

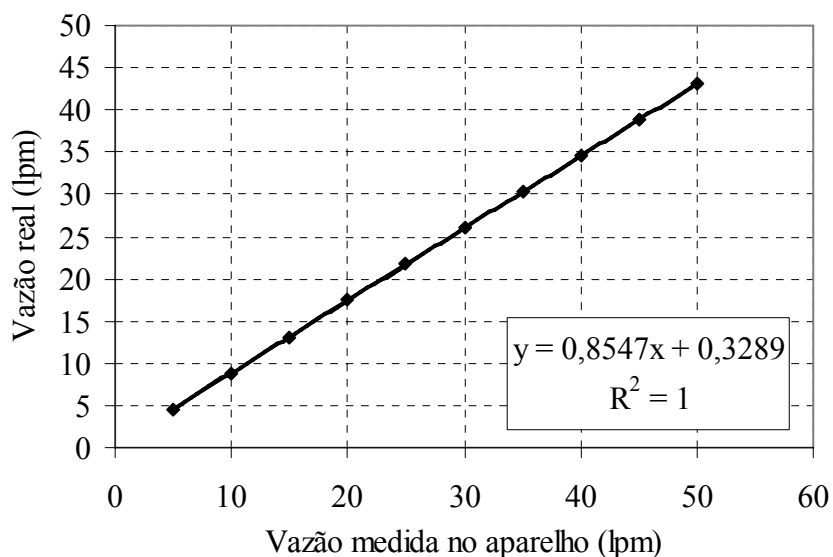


Figura A.2. Curva de calibração do medidor FMA-776.

O erro de medição foi considerado como sendo igual a $\pm 0,6$ lpm, que é a incerteza de medição do medidor FMA-773a .

APÊNDICE C – ANÁLISE DE PROPAGAÇÃO DE ERROS

As incertezas de medição dos valores de \emptyset e u_g foram determinadas através de uma análise da propagação das incertezas de medição da vazão volumétrica de ar, de gás combustível e do diâmetro do queimador a partir das seguintes expressões.

$$IM_{\phi} = \sqrt{\left(IM_{Ar} \frac{\partial \phi}{\partial Ar} \right)^2 + \left(IM_{GN} \frac{\partial \phi}{\partial GN} \right)^2} \quad (B.1)$$

$$IM_{u_g} = \sqrt{\left(IM_{Ar} \frac{\partial u_g}{\partial Ar} \right)^2 + \left(IM_{GN} \frac{\partial u_g}{\partial GN} \right)^2 + \left(IM_{D_q} \frac{\partial u_g}{\partial D_q} \right)^2} \quad (B.2)$$

Os valores das incertezas de medição de \emptyset e u_g para todas as condições estudadas são apresentados na Tabela B.2.

Tabela B.1. Incertezas de medição na razão de equivalência (IM_{\emptyset}) e na velocidade média do escoamento (IM_{u_g}) obtidas da análise de propagação de erros para os pontos utilizados no experimento.

\emptyset	$IM_{\emptyset} (\pm)$	u_g (cm/s)	$IM_{u_g} (\pm \text{ cm/s})$
0,59	0,11	19,9	0,8
0,58	0,070	29,9	1,1
0,57	0,052	39,8	1,4
0,57	0,048	42,9	1,5
0,67	0,070	29,9	1,1
0,66	0,053	39,8	1,4
0,66	0,042	49,8	1,7
0,65	0,035	59,8	2,0
0,65	0,030	69,7	2,4
0,65	0,026	79,7	2,7
0,65	0,023	89,5	3,0
0,65	0,022	94,6	3,2
0,71	0,071	29,9	1,1
0,70	0,053	39,9	1,4
0,70	0,042	49,8	1,7
0,70	0,035	59,7	2,0

0,70	0,030	69,8	2,4
0,70	0,026	79,6	2,7
0,70	0,024	89,5	3,0
0,70	0,021	99,4	3,3
0,69	0,019	109,5	3,7
0,69	0,018	119,3	4,0
0,69	0,016	129,2	4,3

A incerteza e o erro percentual de medição para a energia térmica gerada (água quente) foram calculados através das seguintes equações:

$$IM_{\dot{Q}_{ag}} = \sqrt{\left(IM_{\dot{V}_{ag}} \frac{\partial \dot{Q}_{ag}}{\partial \dot{V}_{ag}} \right)^2 + 2 \left(IM_{T_{ag}} \frac{\partial \dot{Q}_{ag}}{\partial T_{ag}} \right)^2} \quad (\text{B.3})$$

$$E_{\dot{Q}_{ag}} = 100 \left(\frac{IM_{\dot{Q}_{ag}}}{\dot{Q}_{ag}} \right) \quad (\text{B.4})$$

No cálculo da incerteza de medição foram consideradas as incertezas de medição da temperatura da água na entrada e saída do aquecedor. A Tabela B.2 apresenta resultados obtidos para os cálculos da incerteza e do erro percentual para todos pontos experimentais (\emptyset ; u_g), considerando uma vazão de água constante de 2,7 lpm.

Tabela B.2. Incertezas de medição ($IM_{Q_{ag}}$) e erro percentual ($E_{Q_{ag}}$) para a energia térmica gerada (água quente) obtidas a partir da análise de propagação de erros para os pontos utilizados no experimento, considerando a vazão de água de 2,7 lpm.

\emptyset	u_g (cm/s)	Q_{ag} (kW)	$IM_{Q_{ag}}$ (\pm)	$E_{Q_{ag}}$ (%)
0,59	19,92	0,87	0,27	41,9
0,58	29,88	1,37	0,27	28,7
0,57	39,83	1,52	0,27	36,6
0,57	42,94	1,61	0,27	43,2
0,67	29,93	2,15	0,28	16,2
0,66	39,78	2,79	0,29	13,0
0,66	49,80	3,00	0,29	13,1
0,65	59,83	3,44	0,30	11,8
0,65	69,67	3,75	0,30	11,0

0,65	79,70	4,09	0,31	10,3
0,65	89,54	3,98	0,29	13,2
0,65	94,64	4,08	0,29	12,9
0,71	29,85	2,46	0,29	14,1
0,70	39,92	3,11	0,30	11,8
0,70	49,81	3,69	0,30	10,5
0,70	59,69	4,02	0,31	10,3
0,70	69,76	4,57	0,31	9,5
0,70	79,64	4,97	0,32	9,0
0,70	89,52	5,31	0,33	8,6
0,70	99,40	5,49	0,33	8,5
0,69	109,47	5,77	0,34	8,2
0,69	119,34	5,84	0,34	8,0
0,69	129,22	5,94	0,34	8,0

A máxima incerteza obtida foi de $\pm 0,34$ kW. A Tabela B.3 apresenta resultados obtidos para os cálculos da incerteza e do erro percentual, considerando uma vazão de água constante de 4,8 lpm.

Tabela B.3. Incertezas de medição ($IM_{Q_{ag}}$) e erro percentual ($E_{Q_{ag}}$) para a energia térmica gerada (água quente) obtidas a partir da análise de propagação de erros para os pontos utilizados no experimento, considerando a vazão de água de 4,8 lpm.

\emptyset	u_g (cm/s)	Q_{ag} (kW)	$IM_{Q_{ag}}$ (\pm)	$E_{Q_{ag}}$ (%)
0,59	19,92	1,38	0,49	50,8
0,58	29,88	1,47	0,48	64,5
0,57	39,83	1,47	0,48	74,6
0,57	42,94	2,17	0,49	27,7
0,67	29,93	2,79	0,49	22,0
0,66	39,78	3,06	0,50	21,7
0,66	49,80	3,44	0,50	19,8
0,65	59,83	3,78	0,50	18,2
0,65	69,67	4,08	0,50	17,0
0,65	79,70	4,07	0,50	21,7
0,65	89,54	4,14	0,50	21,4
0,65	94,64	2,47	0,49	24,1

0,71	29,85	3,16	0,50	19,5
0,70	39,92	3,72	0,50	17,0
0,70	49,81	4,08	0,50	16,7
0,70	59,69	4,56	0,51	15,4
0,70	69,76	4,92	0,51	14,5
0,70	79,64	5,30	0,52	13,6
0,70	89,52	5,54	0,52	13,2
0,70	99,40	5,78	0,52	12,7
0,69	109,47	5,84	0,53	12,4
0,69	119,34	6,05	0,53	12,1
0,69	129,22	1,38	0,49	50,8

A máxima incerteza de medição obtida para a energia térmica gerada (água quente) foi de $\pm 0,53$ kW.

APÊNDICE D – MEDIÇÕES DA CONCENTRAÇÃO DAS ESPÉCIES QUÍMICAS GASOSAS

Na Tabela C.1 são apresentados os valores das medições das concentrações das principais espécies químicas presentes nos produtos de combustão para todas as condições de operação utilizadas no queimador.

Tabela C.1 – Medições da concentração das principais espécies químicas para as condições de operação utilizadas no queimador.

\emptyset	u_g , cm/s	CO, ppm	CO ₂ , %	NO _x , ppm	O ₂ , %	C _x H _y , ppm
0,62	19,98	121,7	3,53	0,7	12,2	8,7
0,62	29,99	97,0	4,97	1,3	11,9	10,0
0,62	34,91	103,7	3,70	4,0	11,8	12,5
0,62	40,00	280,3	3,63	1,3	11,8	60,0
0,62	44,92	586,0	3,47	3,0	11,9	336,3
0,67	29,93	50,7	5,10	2,3	11,2	16,7
0,66	39,78	50,3	5,53	2,3	11,0	17,3
0,66	49,80	60,3	5,83	0,3	10,7	9,0
0,65	59,83	132,3	5,97	0,7	10,3	22,3
0,65	69,67	773,0	5,97	0,0	10,1	215,3
0,65	79,70	838,5	6,05	0,0	9,8	134,0
0,71	29,85	43,0	5,67	4,0	11,0	3,7
0,70	34,96	30,7	5,17	4,7	8,8	5,0
0,70	39,92	31,7	6,83	4,0	8,6	3,0
0,70	49,81	43,7	7,53	4,3	8,3	11,3
0,70	59,69	72,3	7,87	3,3	6,7	12,0
0,70	69,76	107,7	7,33	1,3	7,4	8,3
0,70	79,64	290,3	7,80	1,0	6,7	44,3
0,70	89,52	474,0	5,17	0,7	6,8	59,7