

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL E TEÓRICO DE CHAMAS EM ESCOAMENTO DE  
ESTAGNAÇÃO IMERSAS EM MEIOS POROSOS INERTES

por

Ismael Roldo

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, abril de 2015

ESTUDO EXPERIMENTAL E TEÓRICO DE CHAMAS EM ESCOAMENTO DE  
ESTAGNAÇÃO IMERSAS EM MEIOS POROSOS INERTES

por

Ismael Roldo

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre.

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Rafael de Camargo Catapan – UFSC-Joinville / POSECM

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi – UFRGS / PROMEC

Prof. Dra. Letícia Jenish – UFRGS / PROMEC

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 20 de abril de 2015

Aos meus pais Jair e Ginásia.  
A minha amada Gizeli C. Passaglia.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço especialmente aos meus pais Jair Roldo e Ginasia L. Roldo e a Gizeli C. Passaglia pelo incentivo, motivação e apoio na realização deste trabalho.

Os meus agradecimentos ao Professor Fernando M. Pereira pela orientação, paciência e motivação durante estes anos.

Ao bolsista Orion da Costa pela dedicação na construção da bancada e na realização dos experimentos e ao técnico do laboratório Rafael Quines da Silva. Agradeço também aos alunos Gabriel Leser Donato e Mateus Beltrani na ajuda da construção dos primeiros experimentos.

Aos meus colegas de mestrado Isaías, Hugo e Cristian pelo ambiente de estudo, da cooperação e contribuições na realização da dissertação.

A UFRGS pela oportunidade de estudo oferecida na instituição.

## RESUMO

O interesse no desenvolvimento de sistemas eficientes de combustão para reduzir a poluição ambiental e aumentar a eficiência de queima tem chamado a atenção para a combustão em meios porosos inertes. A recirculação de calor, induzida pela matriz sólida a partir dos produtos quentes para os reagentes frios, aumenta a temperatura da chama melhorando a sua estabilidade e permitindo a utilização de combustíveis com baixo poder calorífico. Um estudo teórico recente mostra que uma chama estabilizada por um plano de estagnação imersa em um meio poroso pode, sob certas condições, estender os limites de inflamabilidade de uma mistura de ar e combustível. Por outro lado, o plano de estagnação é um problema que simula o efeito da taxa de deformação do escoamento sobre a estabilidade da chama, o que é relevante para várias configurações de queimador poroso. Portanto, o foco deste trabalho é o estudo da combustão em um queimador poroso com um plano de estagnação. Um experimento é conduzido com empacotamento de esferas, onde uma chama pode ser estabilizada por plano de estagnação devido a um anteparo. A razão de equivalência e a taxa de deformação são controladas pelos fluxos de ar e de combustível e da distância entre injetor e anteparo. A posição da chama é aproximadamente determinada pelo campo de temperaturas medidas por termopares. Complementarmente é realizada uma análise numérica simplificada do problema na qual se pode verificar o efeito da taxa de deformação sobre a estabilidade de chamas em queimadores porosos. Os resultados mostram que é possível estabilizar chamas no interior do meio poroso com plano de estagnação, porém, não foi possível atribuir um aumento de temperatura devido ao aumento da taxa de deformação.

Palavras-chave: Queimadores porosos; Chamas pré-misturadas; taxa de deformação.

## **ABSTRACT**

The interest in developing efficient combustion systems to reduce environmental pollution and increase the burning efficiency has called attention to the combustion in inert porous media. The heat recirculation, induced by the solid matrix, from the hot products to the incoming cold reactants, increases the flame temperature and improves its stability, allowing for the use of fuels with low heat content. A recent study shows theoretically that a flame stabilized by a stagnation plane immersed in a porous medium may, under certain conditions, to extend the flammability limits of a mixture of fuel and air. On the other hand, the stagnation plane imposes a certain strain rate on the flow field, which is relevant to various porous burner configurations. Therefore, the focus of this work is the study of combustion in a porous burner with a stagnation plane. An experiment is conducted with packing bed of spheres where a flame can be stabilized against a stagnation plane. The equivalence ratio and the strain rate are controlled by the flows of air and fuel and the distance between the injector and the stagnation plane. The flame position is approximately determined by the temperature field measured by thermocouples. In addition, it is performed a simplified numerical analysis of the problem in which one can see the effect of the strain rate on the stability of flames in porous burners. The results show that it is possible to stabilize flames within the porous medium with stagnation plane, however, it has not been possible to assign a temperature increase due to the increased strain rate.

**Keywords:** Porous burners; premixed flame; Stretched Flame.

## ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação .....	1
1.2	Objetivos.....	3
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>4</b>
2.1	Combustão com excesso de entalpia .....	4
2.2	Queimadores Porosos .....	8
2.3	Efeito da taxa de deformação do escoamento sobre chamas em meios porosos .....	11
<b>3</b>	<b>ESTUDO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>17</b>
3.1	Queimador proposto .....	17
3.2	Bancada de Testes .....	22
3.2.1	Controladores de vazão .....	24
3.2.2	Sensores de temperatura e aquisição de dados .....	25
3.3	Método de Ensaio .....	28
3.4	Resultados das medições .....	30
3.5	Conclusão parcial do experimento .....	37
<b>4</b>	<b>ESTUDO NUMÉRICO .....</b>	<b>39</b>
4.1	Descrição do modelo .....	39
4.2	Modelagem matemática.....	40
4.3	Resultados da simulação numérica.....	44
4.4	Conclusão parcial do modelo numérico .....	53
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>54</b>
5.1	Conclusões.....	54
5.2	Sugestões para trabalhos futuros .....	55
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>56</b>
	<b>APÊNDICE A – ANÁLISE DE ERROS DE MEDIÇÕES.....</b>	<b>59</b>
	<b>APÊNDICE B – ESTUDO DE MALHA .....</b>	<b>61</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Esquema básico de um queimador poroso sendo: $u_{ch}$ – velocidade de chama, $q_r$ – fluxo de calor radiante, $q_k$ – fluxo de calor condutivo do gás e sólido, $q_u$ – fluxo de calor por convecção, $Y_c$ – concentração de combustível, $T_g$ – temperatura dos gases e $T_s$ – temperatura do sólido. Fonte: Pereira, 2002.....	5
Figura 2.2 – Comparativo entre a combustão convencional (a) e a combustão com recirculação de calor. Onde, $Q_i$ é calor inicial dos reagentes, $Q_c$ o calor gerado na combustão e $Q_{rec}$ o calor recirculado dos produtos para os reagentes. ....	6
Figura 2.3 – Temperatura de chamas imersas em meios porosos. ....	7
Figura 2.4 – Comparação entre velocidades máximas e mínimas de chama no queimador poroso e chama livre. Adaptado de: Pereira, 2002.....	8
Figura 2.5 – (a) Espuma cerâmica (fabricante FOSECO), (b) Empacotamento de esferas. ....	9
Figura 2.6 – Chama submetida a uma taxa de deformação. ....	12
Figura 2.7 – Esquemático do trocador de calor compacto. ....	14
Figura 2.8 – Modelo de chama analisado. As variáveis $\theta_g$ e $\theta_s$ são as temperaturas adimensionais do gás e do sólido, respectivamente. Na parede $\theta_o$ é a temperatura adimensional neste ponto, $y_F$ é fração mássica de combustível normalizada e $\eta$ é a coordenada adimensional do eixo vertical. Fonte: Kokubun et al., 2013.....	15
Figura 2.9 – Efeito da taxa de deformação sobre chamas imersas em meios porosos. Fonte: Kokubun et al., 2013. ....	16
Figura 3.1 – Desenho esquemático do modelo proposto por Kokubun et al., 2013.....	17
Figura 3.2 – Queimador poroso montado (a), Vista em corte transversal (b). ....	18
Figura 3.3 – Bocal do queimador. ....	19
Figura 3.4 – Perfil de velocidades no bocal do queimador. ....	19
Figura 3.5 – Placa perfurada. ....	20
Figura 3.6 – Cesto de Aço inoxidável. ....	20
Figura 3.7 – Cesto de esferas.....	21
Figura 3.8 – Suporte do anteparo. ....	22
Figura 3.9 – Esquema de montagem da bancada de testes.....	23
Figura 3.10 – Disposição dos termopares.....	26
Figura 3.11 – Cesto metálico com orifícios (a); Suporte dos termopares (b).....	26
Figura 3.12 – Termopares montados no interior do queimador. ....	27
Figura 3.13 – Termopares montados com suporte. ....	27



Figura 3.14 – Aquecimento da matriz porosa.....	29
Figura 3.15 – Queimador poroso em operação $\Phi = 0,55$ . .....	30
Figura 3.16 – Limites da velocidade de injeção. ....	31
Figura 3.17 – Perfis de temperatura para $\Phi = 0,65$ . ....	32
Figura 3.18 – Perfis de temperatura para $\Phi = 0,55$ . ....	33
Figura 3.19 – Posição de chama em função da razão de equivalência.....	34
Figura 3.20 – Posição da chama em relação a taxa de deformação.....	35
Figura 3.21 – Posição da chama pelo maior gradiente em relação a taxa de deformação. ....	36
Figura 3.22 – Temperatura de chama em função da razão de equivalência.....	36
Figura 3.23 – Temperatura da Chama em função da taxa de deformação. ....	37
Figura 4.1 – Modelo bidimensional meio poroso.....	40
Figura 4.2 – Linhas de corrente para uma taxa de deformação igual $15 s^{-1}$ e $\Phi = 0,55$ . ....	45
Figura 4.3 – Perfis de velocidades no interior do domínio para $\Phi = 0,55$ .....	46
Figura 4.4 – Velocidade de injeção em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais. ....	47
Figura 4.5 – Perfis de temperatura para $\Phi = 0,65$ .....	47
Figura 4.6 – Perfis de temperatura para $\Phi = 0,55$ .....	48
Figura 4.7 – Posição adimensional da chama em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais. ....	49
Figura 4.8 – Posição da chama em função da taxa de deformação. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais.....	50
Figura 4.9 – Temperatura da chama em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais. ....	50
Figura 4.10 – Temperatura da chama em função da taxa de deformação (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais; .....	51
Figura B.1 – Queimador convencional unidimensional .....	61
Figura B.2 – Perfis de temperatura para as diferentes malhas.....	63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Propriedades de algumas cerâmicas. Fonte: Pickenäcker <i>et al.</i> , 1999. ....	9
Tabela 3.1 – Equipamentos da bancada de testes. ....	24
Tabela 4.1 – Propriedades do sólido.....	44
Tabela A.1 – Erros de medições.....	60
Tabela B.1 – Propriedades da espuma cerâmica de Cordierita .....	62

## **LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS**

CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.
GN	Gás Natural
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
REC	Zona de reação
RP	Zona de pré-aquecimento.
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_q$	Área da seção transversal, m <sup>2</sup>
$A_{gs}$	Área superficial específica entre sólido e gás, m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
$a$	Taxa de deformação, $[V_j/L_T]$
$C_p$	Calor específico, J/kg-K
$C_{pc}$	Calor específico do gás para correção, J/kg-K
$C_{pi}$	Calor específico do gás calibrado, J/kg-K
$C_2$	Fator de resistência inercial
$d_m$	Diâmetro médio dos poros, m
$D_{i,m}$	Coeficiente de difusão de massa, m <sup>2</sup> /s
$D_{F,m}$	Coeficiente de difusão de massa do combustível, m <sup>2</sup> /s
$E_g$	Energia total do gás, J
$F_c$	Fator de correção, $[(\rho_i C_{pi})/(\rho_c C_{pc})]$
$f$	Razão de combustível, $[m_c/m_a]$
$f_{stoic}$	Razão estequiométrica de combustível e ar, $[m_c/m_a]$
$h_i$	Entalpia, J/ kg
$h_i^o$	Entalpia de formação, J/kg
$h_{gs}$	Coeficiente de transferência de calor entre sólido e gás, W/m-K
$I$	Tensor unitário
$\vec{J}_i$	Fluxo difusivo, kg/m <sup>2</sup>
$Le_F$	Número de Lewis, $[\lambda_g/\rho C_p D_{F,m}]$
$Le_{F,ef}$	Número de Lewis efetivo para meios porosos, $[(1 - \varepsilon) \lambda_s/\rho C_p D_{F,m}]$
$L_T$	Comprimento ou altura total do queimador porosos, m
$m_c$	Fluxo mássico de combustível, kg/s
$m_a$	Fluxo mássico de ar, kg/s
$M_i$	Massa molar, kg/kmol
$m$	Coeficiente empírico para o cálculo do número de Nusselt
$n_f$	Posição adimensional da chama
$n_v$	Parâmetro de transferência de calor

$Nu_v$	Número de Nusselt volumétrico, $[CR_e^m]$
$p$	Pressão, Pa
ppi	Poros por polegadas, poros/in
ppc	Poros por centímetro, poros/cm
$q_k$	Fluxo de calor por condução, W
$q_r$	Fluxo de calor por radiação, W
$q_u$	Fluxo de calor por condução, W
$Re$	Número de Reynolds, $[vd_m/\nu]$
$R_i$	Taxa de reação, $\text{kg/m}^3\text{-s}$
$S_g^h$	Energia liberada pela reação, $\text{W/m}^3$
T	Temperatura, K
$u_D$	Velocidade média em meios porosos, m/s
$u_{ch}$	Velocidade de entrada, m/s
$v$	Velocidade de entrada, m/s
$V_g$	Vazão da mistura, $\text{m}^3/\text{s}$
$V_f$	Volume vazio, $\text{m}^3$
$V_t$	Volume total, $\text{m}^3$
$V_j$	Velocidade de injeção, m/s
$Y_c$	Concentração de combustível,
$Y_i$	Fração da espécie i
$Y_F$	Fração de combustível.
$Y_O$	Fração de oxigênio.

#### Letras Gregas

$\Phi$	Razão de equivalência, $[f/f_{stoic}]$
$\tau$	Tensor de tensão, Pa
$\Gamma$	Constante de proporcionalidade, $[\lambda_s/\lambda_g]$
$\varepsilon$	Porosidade volumétrica, $[V_f/V_t]$
$\theta_{gf}$	Temperatura adimensional da chama
$\lambda$	Condutividade térmica, $\text{W/m-K}$
$\nu$	Viscosidade cinemática, $\text{m}^2/\text{s}^2$

$\mu$	Viscosidade Dinâmica, Pa-s
$\rho$	Densidade, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_i$	Densidade do gás calibrado, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_c$	Densidade do gás para correção, kg/m <sup>3</sup>

#### Coefficientes

$g$	Fase gas
$s$	Fase sólida
$i$	Espécies químicas/ Inicial

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

O crescimento da demanda de combustíveis causada pela evolução industrial e pelo crescimento populacional, aliado à perspectiva de escassez da oferta dos combustíveis fósseis e à necessidade de diminuir as emissões de poluentes na atmosfera tornam necessário o desenvolvimento de tecnologias de combustão mais eficientes.

O aumento da eficiência energética de queima na indústria é de grande interesse, pois viabiliza a otimização dos recursos energéticos, a redução dos custos de produção e a diminuição dos índices de emissões de poluentes na atmosfera. O aumento da eficiência energética, além de tornar a indústria mais competitiva no mercado, proporciona a economia dos recursos das reservas naturais, como petróleo e gás.

Já a possibilidade futura de escassez na oferta de combustíveis fósseis torna importante o desenvolvimento de combustíveis alternativos como da captura de metano do ar de minas de carvão e de fontes renováveis, por exemplo, a partir da gaseificação de biomassa, da digestão anaeróbica de matéria orgânica. Estes combustíveis são, geralmente, caracterizados por um baixo poder calorífico e baixa velocidade de queima.

A comunidade científica vem discutindo de forma ampla as implicações das emissões de gases no efeito estufa e acordos internacionais de metas para a redução das emissões (monóxido de carbono (CO), óxido de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), óxido de enxofre (SO<sub>x</sub>), etc) foram firmados, como é o caso do Protocolo de Kyoto. Por outro lado, a legislação ambiental vem ficando cada vez mais restritiva quanto à emissão de poluentes.

A combustão em meios porosos é uma alternativa que vem ao encontro dessas necessidades e vem ganhando importância no desenvolvimento de equipamentos mais eficientes. O emprego dos queimadores porosos tem se tornado de grande interesse para o desenvolvimento de tecnologias de queima de combustíveis, sobretudo para misturas com excesso de ar. A queima dos reagentes no interior da matriz porosa apresenta vantagens em comparação com a combustão de chama livre, como, por exemplo, a velocidade de queima mais elevada, aumento da temperatura de chama, extensão dos limites de inflamabilidade e

baixa emissão de poluentes. As elevadas temperaturas de chama permitem a queima de combustíveis com baixo poder calorífico e, desta forma, os queimadores porosos podem viabilizar a exploração de fontes alternativas de energia.

A utilização dos queimadores porosos teve na última década um aumento de suas aplicações. Uma revisão realizada por Mujeeb et al., 2009, apresenta diversos empregos da combustão em meios porosos como em motores de combustão, realizando um aproveitamento do calor residual da combustão, em turbinas a gás, nas quais a injeção do combustível ocorre dentro de uma matriz porosa, em trocadores de calor para aquecimento de água em *boilers*, em sistemas de iluminação com uso de feltros cerâmicos radiantes, na produção de hidrogênio, com a queima de metano e ar diluídos com sulfeto de hidrogênio, na cogeração de energia elétrica com sistemas compactos, entre outras aplicações.

Em queimadores porosos a matriz sólida pode apresentar diversas configurações que visam a atender às necessidades específicas de cada aplicação. Queimadores cilíndricos, semiesféricos ou na forma de placas planas são comumente encontrados. Para cada geometria a chama é submetida a certa taxa de deformação do escoamento que, assim como em chamas livres, pode alterar a estrutura da chama. Em chamas livres os estudos buscam determinar a resposta da chama em várias configurações, desde chamas planas unidimensionais, passando por chamas em camada limite, até chamas em plano de estagnação. Em meios porosos, poucos estudos são encontrados buscando explorar tais fenômenos.

A estabilização de uma chama imersa em uma matriz porosa com um plano de estagnação foi estudada por Kokubun et al., 2013, com o objetivo de avaliar o efeito da taxa de deformação sobre a operação do queimador poroso. O artigo apresenta uma solução analítica para o estudo do problema. A solução obtida, utilizando o método de expansões assintóticas, mostra que, dentro de meios porosos, baixas taxas de deformações podem aumentar a temperatura da chama e, desta forma, estender o limite de inflamabilidade para misturas pobres em comparação a queimadores porosos de chama plana. O modelo é restrito a baixas porosidades, baixas perdas de calor e intensa transferência de calor entre as fases, sólida e gasosa.

Uma configuração de queimador poroso que submete a chama a certa taxa de deformação da chama ocorre, por exemplo, em equipamentos de aquecimento de água, em que a mistura de combustível e ar é injetada no meio poroso perpendicularmente a um



trocador de calor, como em, Francisco et al., 2011. O experimento consistiu em um queimador poroso cilíndrico com um trocador de calor integrado, na qual, os reagentes eram injetados radialmente no interior da matriz forçando o escoamento lateral e, desta forma, promovendo uma deformação na estrutura da chama.

A presente dissertação traz um estudo de chamas em meios porosos estabilizadas por um plano de estagnação, impondo, desta forma, uma taxa de deformação sobre o escoamento. Duas abordagens são seguidas: um estudo experimental com a construção de queimador poroso com plano de estagnação para estudar o efeito da taxa de deformação sobre a posição e a temperatura da chama; e um desenvolvimento numérico buscando simular os efeitos da taxa de deformação.

## **1.2 Objetivos**

Investigar experimental e numericamente as chamas em meios porosos estabilizadas contra um plano de estagnação.

Os objetivos específicos desta dissertação são:

1. Construir e instrumentar uma bancada de testes para o queimador poroso com plano de estagnação;
2. Caracterizar a estabilidade de chama em função da taxa de deformação imposta ao escoamento;
3. Modelar numericamente esta configuração de chama.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Combustão com excesso de entalpia

Uma configuração típica de queimador poroso é mostrada na Figura 2.1. O queimador é composto por uma zona de pré-aquecimento (RP), com poros de pequeno tamanho, e uma zona de reação (REC) com poros grandes. As duas regiões de tamanhos de poros diferentes têm como objetivo forçar a estabilização de chama no interior do meio poroso. Os perfis de temperatura dos gases e do sólido são indicadores por,  $T_g$  e  $T_s$ , respectivamente, e a concentração de combustível é indicada por  $Y_c$ .

A combustão no interior de uma matriz porosa envolve a estabilização de uma onda de reação dentro da estrutura dos poros da matriz. A mistura de combustível e ar entra na matriz porosa e é aquecida por convecção superficial. A mistura pré-aquecida passa para a zona de reação, onde ocorre a liberação de energia. Os produtos da reação escoam através da matriz porosa em direção à saída aquecendo o material sólido que emite radiação e conduz calor para as regiões mais frias, próximas à entrada do queimador, Howell et al., 1996. Esse processo é conhecido como recirculação de calor e é o responsável pelas características únicas da combustão em meios porosos.

O detalhamento da Figura 2.1 mostra uma chama estabilizada no queimador poroso na REC próxima à interface com RP. Os perfis das temperaturas mostram que os reagentes escoam, a partir da superfície de entrada, em direção à zona de reação sendo pré-aquecidos pelo sólido que se encontra a uma temperatura mais elevada. Quando os gases atingem a zona de reação, a energia liberada na combustão eleva a temperatura do gás, que supera a temperatura do sólido. A partir desta posição, o sólido é aquecido por condução ( $q_k$ ), convecção ( $q_u$ ) e radiação ( $q_r$ ) pelos produtos da combustão. O sólido aquecido transfere calor por condução e radiação para a zona de pré-aquecimento. A transferência de calor dos produtos de combustão para o sólido faz com que a temperatura do gás diminua após a chama em direção à superfície de saída. A queda da temperatura do sólido é explicada pela perda de calor por radiação do sólido para o exterior.

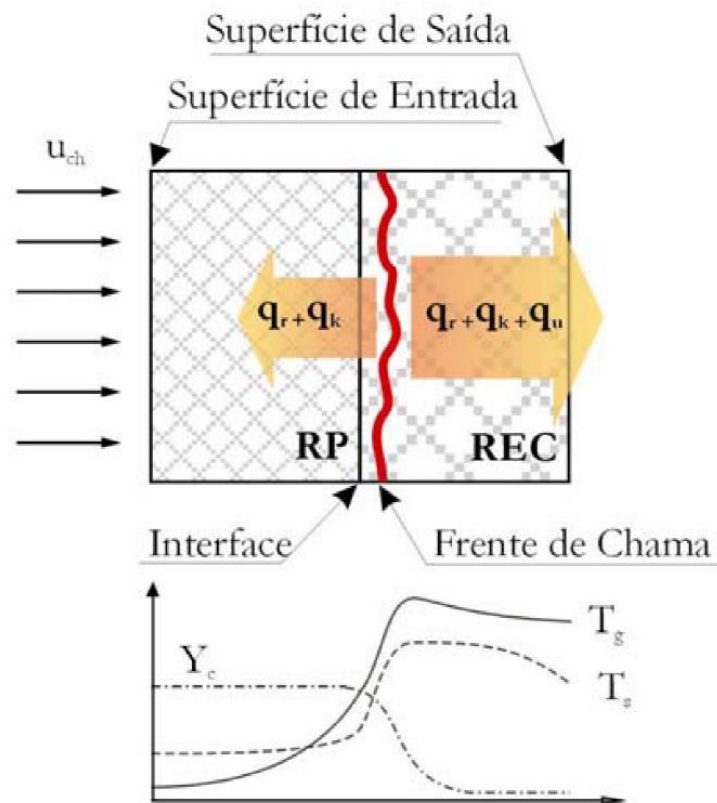


Figura 2.1 – Esquema básico de um queimador poroso sendo:  $u_{ch}$  – velocidade de chama,  $q_r$  – fluxo de calor radiante,  $q_k$  – fluxo de calor condutivo do gás e sólido,  $q_u$  – fluxo de calor por convecção,  $Y_c$  – concentração de combustível,  $T_g$  – temperatura dos gases e  $T_s$  – temperatura do sólido. Fonte: Pereira, 2002

A Figura 2.2 mostra o esquema comparativo entre os sistemas sem recirculação de calor e com recirculação de calor. Quando há recirculação de calor verifica-se o aumento da entalpia dos reagentes antes da zona de reação e, por consequência, o nível de entalpia alcançado na zona de reação é maior que a obtida pelo método convencional. A recirculação de calor conduz a maiores temperaturas de chama ( $T_b$ ) e velocidades de chama ( $u_{ch}$ ) superiores em comparação a temperaturas e velocidades de chama adiabática ( $T_{ba}$ ).

A forma de produzir excesso de entalpia na combustão, em uma matriz sólida e porosa com alta condutividade térmica foi proposta por Takeno e Sato, 1979. Neste caso a combustão na estrutura interna da matriz porosa proporciona uma transferência de calor entre a zona de queima e os reagentes. Takeno et al., 1981, também realizaram um estudo considerando uma matriz porosa finita e verificaram limites muitas vezes maiores de velocidade de chama em

comparação a velocidades de chama livre, devido às temperaturas acima da temperatura de chama adiabática.

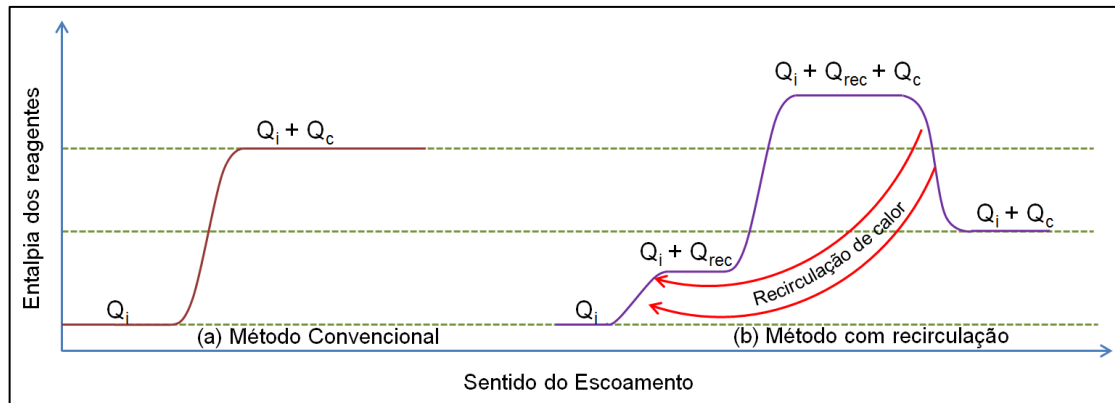


Figura 2.2 – Comparativo entre a combustão convencional (a) e a combustão com recirculação de calor. Onde,  $Q_i$  é calor inicial dos reagentes,  $Q_c$  o calor gerado na combustão e  $Q_{rec}$  o calor recirculado dos produtos para os reagentes.

A Figura 2.3 mostra o aumento da temperatura de chama imersa em meio poroso em comparação a temperatura de chama adiabática para diferentes razões de equivalência. O estudo realizado por Pereira, 2009, utilizou um modelo numérico unidimensional de queimador poroso, considerando um mecanismo cinético de 1 passo e equações de energia separadas para sólido e gás. A temperatura adimensional da chama é dada por  $\theta_{gf}$ , onde, para  $\theta_{gf} = 1$  representa a temperatura de chama adiabática. É possível observar que as temperaturas de chamas imersas em meios porosos são maiores que a temperatura de chama adiabática e que a diferença cresce para menores razões de equivalência.

A Figura 2.4 mostra resultados experimentais obtidos por Pereira, 2002, para as velocidades de chamas em um queimador poroso. A figura também trás, para comparação, as velocidades de chama livre obtidas por Zhu et al., 1988. Nota-se que no queimador poroso obteve-se uma faixa de estabilidade de chamas (são mostrados os limites superior e inferior de estabilidade) em função da possibilidade de deslocamento da chama dentro do meio poroso.

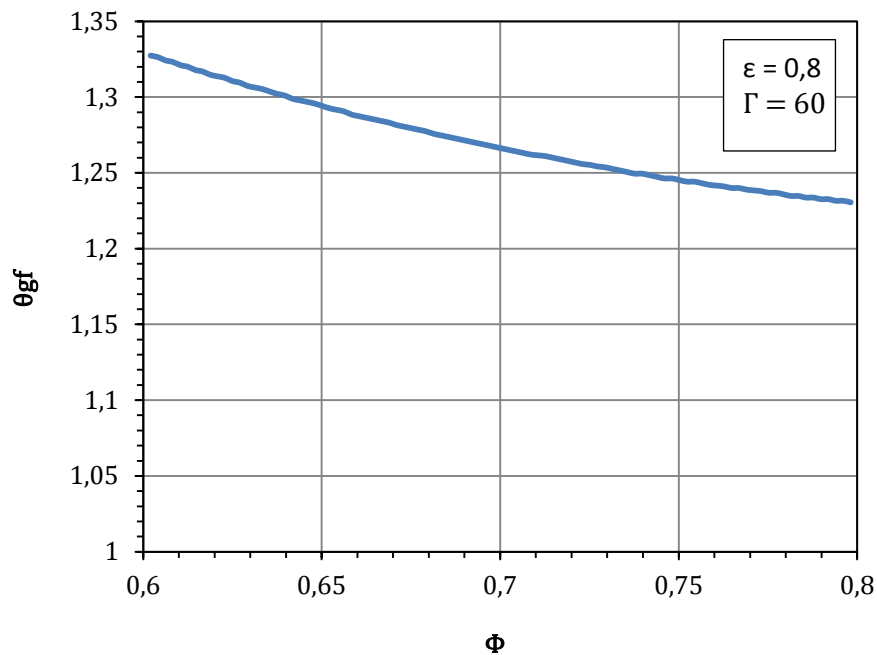


Figura 2.3 – Temperatura de chamas imersas em meios porosos.

Fonte: Pereira, 2009

A combustão com excesso de entalpia também altera a emissão de poluentes. A formação de  $\text{NO}_x$  e CO, por exemplo, depende da disponibilidade de oxigênio, da temperatura e do tempo de residência para a sua formação. A temperatura de chama responde pela maior parcela das emissões de  $\text{NO}_x$  (Lim e Matthews, 1993). Os queimadores porosos operando com baixas razões de equivalência, que levam à diminuição da temperatura de chama, apresentam baixas taxas de formação de  $\text{NO}_x$ , a formação de  $\text{NO}_x$  também ocorre por mecanismo prompt. (Khanna et al., 1994 e Mathis Jr e Ellzey, 2003). As emissões de CO em meios porosos operando com  $\Phi \leq 1$  são pequenas. Em alguns casos onde a vazão é muito alta ou quando a temperatura de chama é muito baixa ocorre o aumento da formação de CO, pois a conversão CO para  $\text{CO}_2$  é prejudicada (Khanna et al., 1994). A formação de CO também pode ocorrer junto as paredes laterais do queimador devida a perda de calor e consequente redução de temperatura.

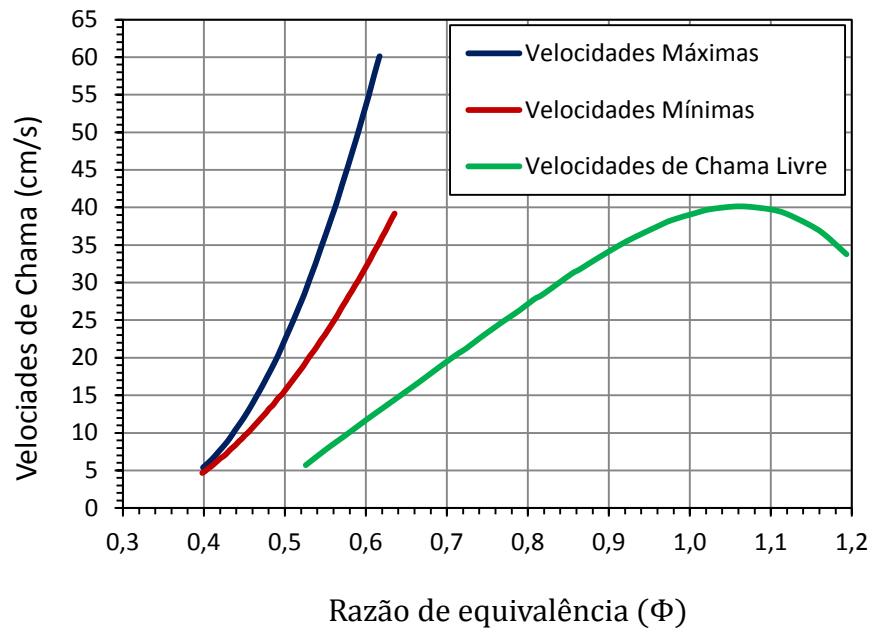


Figura 2.4 – Comparação entre velocidades máximas e mínimas de chama no queimador poroso e chama livre. Adaptado de: Pereira, 2002.

## 2.2 Queimadores Porosos

Os queimadores porosos são produzidos a partir de uma matriz de ramificações sólidas que formam poros conectados por onde passa a mistura de combustível e ar. As estruturas porosas comumente utilizadas em queimadores são as espumas cerâmicas, Figura 2.5a, ou, empacotamento de esferas cerâmicas, como mostra a Figura 2.5b e malhas metálicas. Comercialmente as espumas cerâmicas são disponíveis em uma variedade de materiais a base de alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), carbetto de silício ( $\text{SiC}$ ) e zircônia ( $\text{ZrO}_2$ ). As cerâmicas possuem boa resistência às altas temperaturas, enquanto as malhas metálicas têm melhor resistência às tensões térmicas.

A eficiência da queima na matriz cerâmica depende do tipo de material utilizado e da estrutura da matriz porosa. Propriedades como a condutividade térmica, estabilidade química, resistência mecânica e térmica são importantes parâmetros no desempenho de queimadores porosos. A Tabela 2.1 apresenta algumas das propriedades destas cerâmicas, Pickenäcker et al., 1999.

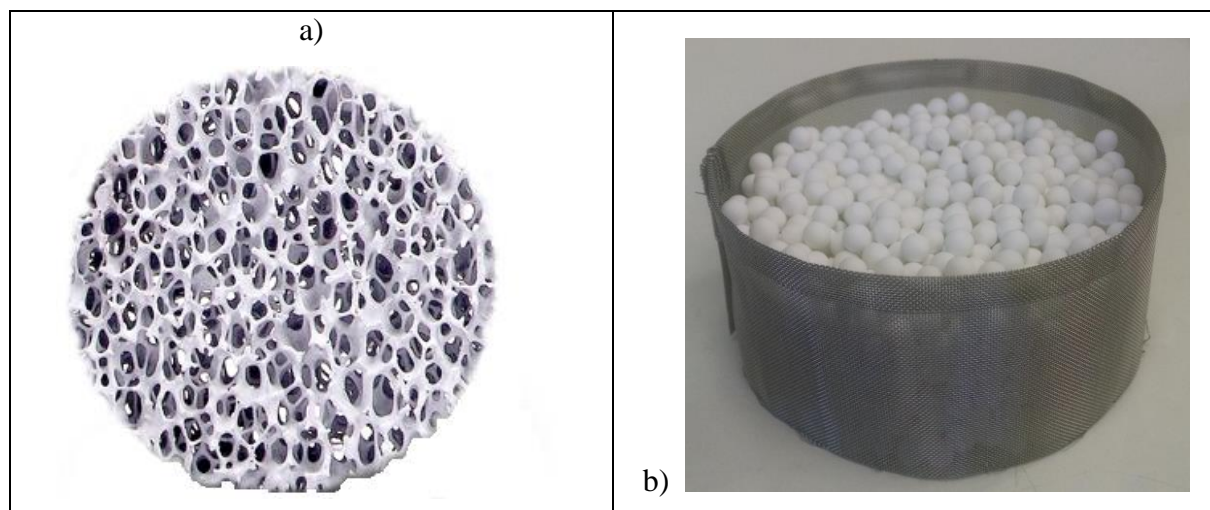


Figura 2.5 – (a) Espuma cerâmica (fabricante FOSECO), (b) Empacotamento de esferas.

Tabela 2.1 - Propriedades de algumas cerâmicas. Fonte: Pickenäcker et al., 1999.

Propriedades	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	SiC	ZrO <sub>2</sub>
Máxima temperatura de operação (K)	2173	1.873	2.573
Condutividade térmica (W/(mK))	5 – 6	20 – 50	2 – 4
Emissividade a 2000 K	0,28	0,9	0,31
Coefficiente linear de dilatação térmica de 293 a 1273 °K (10 <sup>-6</sup> /K)	8	4 – 5	10 - 13
Resistência ao choque térmico (10 <sup>-3</sup> /W)	3	23	1

Na análise da tabela é possível verificar que as cerâmicas de zircônia tem a vantagem de resistirem a temperaturas de operação elevadas, mas possuem baixa resistência ao choque térmico, alto coeficiente de expansão térmica e baixa condutividade térmica. Por outro lado, o carbetto de silício possui uma maior condutividade térmica, baixo coeficiente linear de expansão térmica, alta resistência ao choque térmico. Todavia, temperatura de operação mais baixa. A alumina possui características semelhantes à zircônia diferindo-se mais pelo menor coeficiente linear de expansão e uma sensível melhorar na condutividade térmica. É comum a utilização de misturas de cerâmicas com outros compostos, como a zircônia misturada com

óxido de ítrio para melhorar a estabilidade de sua estrutura, devido à baixa resistência ao choque térmico, todavia a máxima temperatura de operação, pode ser reduzida a 1800 °C.

A utilização de cerâmicas como cordierita, silicato de alumínio com lítio e mulita também é comum. Também são usadas estruturas porosas de ligas de metálicas resistentes a alta temperatura, normalmente em forma de lâs de aço ou malhas de arames. A utilização das ligas de compósitos de carbono-carbono, formadas por fibras de carbono em uma matriz de grafite, são uma alternativa recente devida à resistência ao choque térmico e boa condutividade térmica ( Marbach e Agrawal, 2005).

As matrizes porosas são caracterizadas pela distribuição média linear de poros e porosidade. A distribuição média linear de poros é dada em poros por polegadas (ppi), ou poros por centímetros (ppc), e dependem do diâmetro médio e da porosidade. A porosidade ( $\varepsilon$ ) é dada pela Equação (2.1), sendo a razão entre o volume vazio ( $V_f$ ), e o volume total ( $V_t$ ).

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_t} \quad (2.1)$$

A distribuição média linear de poros interfere na propagação de chama, pois para uma porosidade fixa o aumento da densidade de poros aumenta a área interfacial específica ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ ) entre sólido e gás. O aumento da transferência de calor entre as fases conduz à redução da temperatura de chama, pela perda de calor do gás para o sólido, e, desta forma, a propagação da chama é dificultada ( Trimis e Durst, 1996). O diâmetro médio ( $d_m$ ) do poro é dado pela Equação (2.2), assumindo uma matriz porosa formada por poros tubulares axiais.

$$d_m = \frac{\sqrt{\frac{4\varepsilon}{\pi}}}{ppc} \quad (2.2)$$

Em meio porosos a velocidade média  $u_D$ , ou velocidade de Darcy, é dada pela Equação (2.3),



$$u_D = \frac{V_g}{A_q} \quad (2.3)$$

onde,  $V_g$  é a vazão volumétrica dos gases na entrada do queimador e  $A_q$  é a área da seção transversal do queimador. Para uma chama plana estável considera-se que a velocidade de queima ( $u_{ch}$ ) é igual à velocidade de entrada ( $u_d$ ), ou seja,  $u_{ch} = u_D$ .

A razão de equivalência ( $\Phi$ ) define a concentração de combustível diluído em ar da mistura, sendo que, para  $\Phi > 1$  a mistura é rica e em combustível, se  $\Phi < 1$  a mistura é considerada pobre em combustível. Quando  $\Phi = 1$  a combustão é considerada estequiométrica, tendo-se a mistura de combustível e ar exata para a reação completa dos reagentes. A razão de equivalência é dada pela Equação (2.4),

$$\Phi = \frac{f}{f_{stoic}} \quad (2.4)$$

onde,  $f$  a razão de combustível e ar e  $f_{stoic}$  a razão de combustível e ar em razões estequiométricas. A variável  $f$  é calculada através da razão entre os fluxos mássicos de combustível e ar e é dada pela Equação (2.5),

$$f = \frac{m_c}{m_a} \quad (2.5)$$

onde,  $m_c$  o fluxo mássico de combustível e  $m_a$  é o fluxo mássico de ar.

### 2.3 Efeito da taxa de deformação do escoamento sobre chamas em meios porosos

Queimadores industriais, incluindo os queimadores porosos, operando com chamas pré-misturadas utilizam-se de efeitos dinâmicos do escoamento para obter chamas estáveis. Para cada situação que não corresponde a uma chama plana unidimensional pode-se dizer que

a chama está submetida a uma taxa de deformação do escoamento, definida como a derivada da velocidade normal à frente de chama em relação a uma coordenada espacial também normal à frente de chama, conforme ilustrado na Figura 2.6.

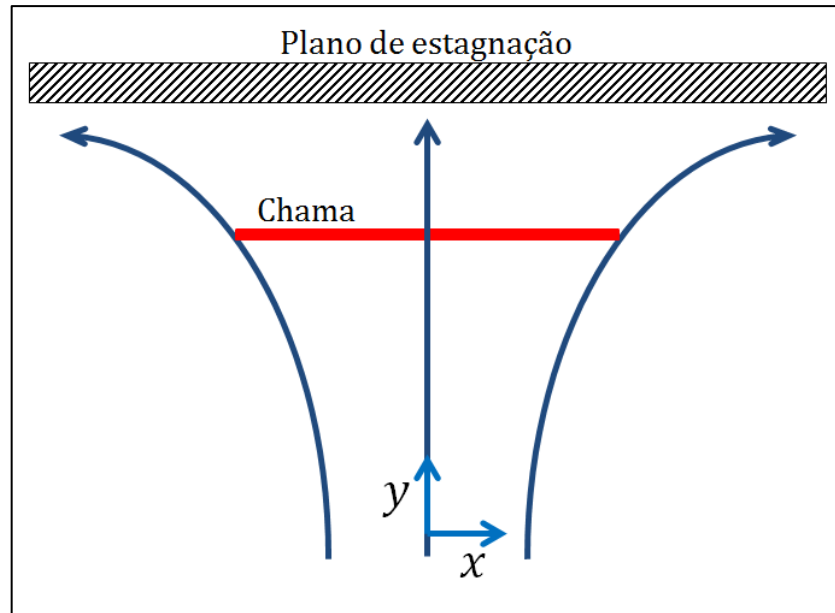


Figura 2.6 – Chama submetida a uma taxa de deformação.

Assumindo o escoamento potencial, por exemplo, temos o vetor velocidade como,

$$\vec{V}(x, y) = ax\hat{i} + ay\hat{j} \quad (2.6)$$

onde,  $a$  é a taxa de deformação do escoamento mostrado na Figura 2.6 e  $\hat{i}$  e  $\hat{j}$  são os vetores unitários nas direções  $x$  e  $y$ . Dessa forma, a taxa de deformação do escoamento expresso pela Eq. (2.6) e é dada por

$$a = \frac{dv}{dy} \quad (2.7)$$

onde,  $v$  é a velocidade normal à frente de chama e  $y$  é a coordenada perpendicular ao plano de estagnação.

O número de Lewis ( $Le$ ) é a razão entre a difusão térmica e a difusão de massa do combustível. Quando temos  $Le = 1$  existe a conservação da energia total e obtemos a temperatura de chama adiabática. Para as chamas estabilizadas em um plano de estagnação e com  $Le < 1$  a difusão de massa de combustível é maior que a de energia e obtemos temperaturas de chamas superiores à temperatura de chama adiabática. Por outro lado quando  $Le > 1$  a perda de calor cresce em relação ao ganho de massa de combustível e temos temperaturas de chamas inferiores à temperatura de chama adiabática ( Law, 2006).

Quando uma chama livre é estabilizada contra um plano de estagnação, a taxa de deformação altera a estrutura e a velocidade de propagação da chama. Para  $Le < 1$  é possível levar a chama até muito próximo ao plano de estagnação sem que ocorra a extinção da chama. Por outro lado, os estudos teóricos e experimentais mostram que para  $Le > 1$  a temperatura de chama reduz e leva a chama a sua extinção antes de atingir o plano de estagnação ( Law, 2006).

Algumas aplicações submetem a chama a uma taxa de deformação no interior do queimador poroso, como por exemplo, o micro combustor catalítico proposto por Kamijo et al., 2009. Ele é composto por um sanduíche de pequenas placas de discos contendo entre elas uma nano matriz porosa. Os gases de combustão entram e saem através de dois orifícios contidos em uma das placas, um orifício central e outro lateral. Desta forma, o fluxo de gases é forçado a entrar pelo centro e sair para a lateral e, desta forma, deformando o fluxo da chama.

Outro exemplo são os trocadores de calor compactos propostos por Francisco et al., 2011. A Figura 2.7, mostra um desenho esquemático do trocador de calor compacto, na qual, a mistura de ar e combustível é injetada perpendicularmente a uma velocidade de injeção ( $V_j$ ) contra a parede do trocador de calor que fica a uma distância total  $L_T$  da entrada dos gases. O detalhe “A” mostra o escoamento dos gases forçados a deformar-se para as laterais, com consequente deformação de chama.

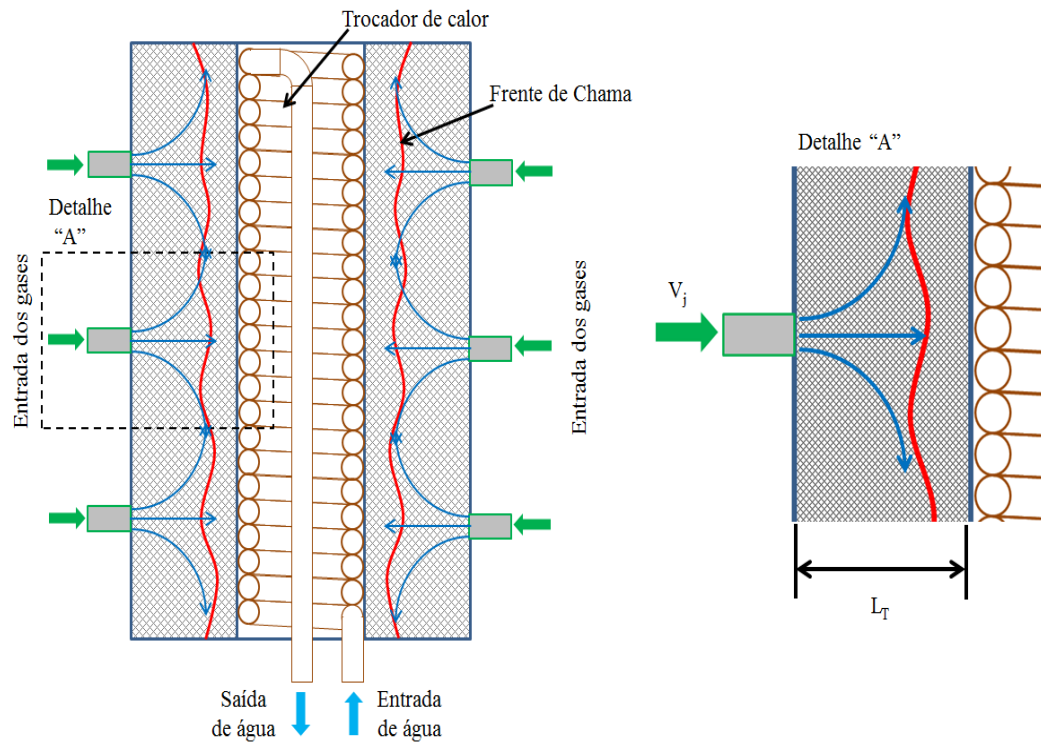


Figura 2.7 – Esquemático do trocador de calor compacto.

Analisando a Figura 2.7 é definida a taxa de deformação,  $a$  ( $s^{-1}$ ), que é proporcional à razão entre a velocidade de injeção e a distância até a parede do trocador de calor,

$$a \cong \frac{V_j}{L_T} \quad (2.8)$$

Um estudo realizado por, Kokubun et al., 2013, apresentou uma solução analítica para o efeito da taxa de deformação em chama no interior de meios porosos inertes (Figura 2.8). Os autores estudaram um queimador poroso, no qual os reagentes são injetados dentro de uma matriz porosa que contém um plano de estagnação. O modelo desenvolvido foi uma solução por expansão assintótica proporcional às condutividades térmicas do sólido ( $\lambda_s$ ) e do gás ( $\lambda_g$ ), sendo,  $\Gamma^{-1}$  a constante de proporcionalidade, com,  $\Gamma \equiv \lambda_s/\lambda_g$ . O meio poroso é subdividido em regiões para as quais foram identificados os processos dominantes e se encontra uma solução analítica aproximada. O problema foi fechado pela imposição da continuidade das funções e das derivadas entre essas regiões.

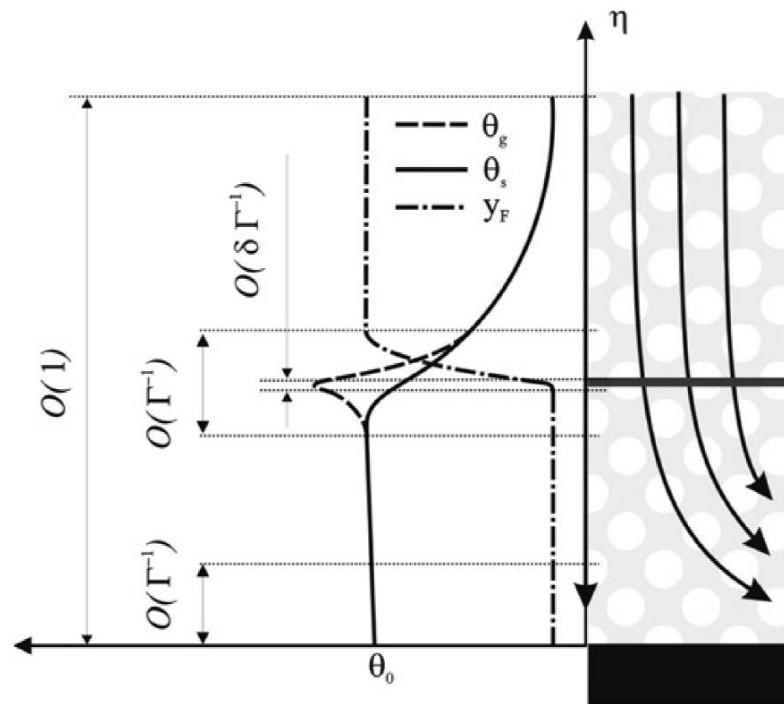


Figura 2.8 – Modelo de chama analisado. As variáveis  $\theta_g$  e  $\theta_s$  são as temperaturas adimensionais do gás e do sólido, respectivamente. Na parede  $\theta_0$  é a temperatura adimensional neste ponto,  $y_F$  é fração mássica de combustível normalizada e  $\eta$  é a coordenada adimensional do eixo vertical. Fonte: Kokubun et al., 2013.

As equações foram resolvidas considerando os campos de velocidades obtidos por Kokubun e Fachini, 2011. A solução do problema empregou um mecanismo global de um passo e o modelo considerou grande transferência de calor entre as fases, sólido e gás o que implica baixas velocidades de chama.

A Figura 2.9 mostra os efeitos para diferentes taxas de deformação sobre a posição adimensional de chama ( $\eta_f$ ) sobre os parâmetros de transferência de calor ( $\eta_v$ ) e sobre a temperatura adimensional da chama ( $\theta_{gf}$ )

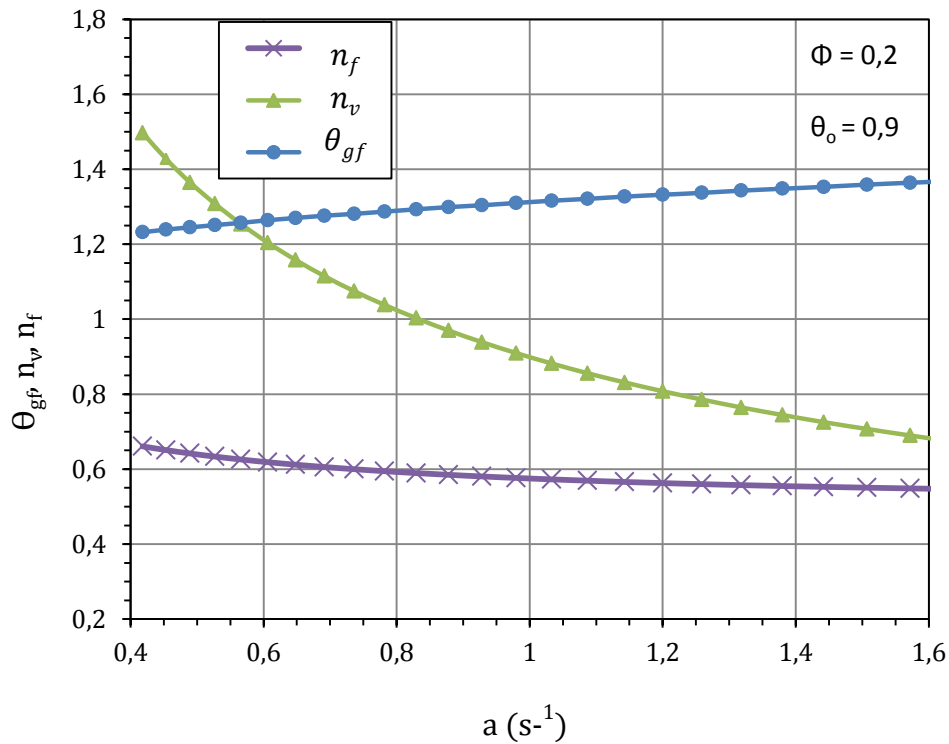


Figura 2.9 – Efeito da taxa de deformação sobre chamas imersas em meios porosos. Fonte: Kokubun et al., 2013.

É possível observar que, com o aumento da taxa de deformação, a posição da chama,  $n_f$ , se desloca para as proximidades da parede em função do aumento da velocidade de injeção. O dado mais relevante é o aumento da temperatura  $\theta_{gf}$  com o crescimento da taxa de deformação, sendo verificada também a diminuição da transferência de calor entre as fases,  $n_v$ , sólido e gás.

Os autores argumentam que a redução da troca de calor entre as fases com o aumento da taxa de deformação reduz a perda de calor da fase gasosa para a fase sólida, resultando no aumento de  $\theta_{gf}$ . Esse aumento da temperatura de chama com a taxa de deformação torna a chama mais estável e permitiria a queima de misturas ultra pobres. No entanto, deve-se ter em mente que os resultados são teóricos e restritos às condições impostas ao modelo que, neste caso, são considerados: elevada troca térmica entre as fases, elevada razão de condutividade, baixa porosidade e condição adiabática.

### 3 ESTUDO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Queimador proposto

A Figura 3.1 ilustra a configuração do queimador desenvolvido, na qual, os reagentes são alimentados por uma cavidade central e devido ao plano de estagnação, são forçados a escoar para as laterais, o que impõe uma taxa de deformação ao escoamento.

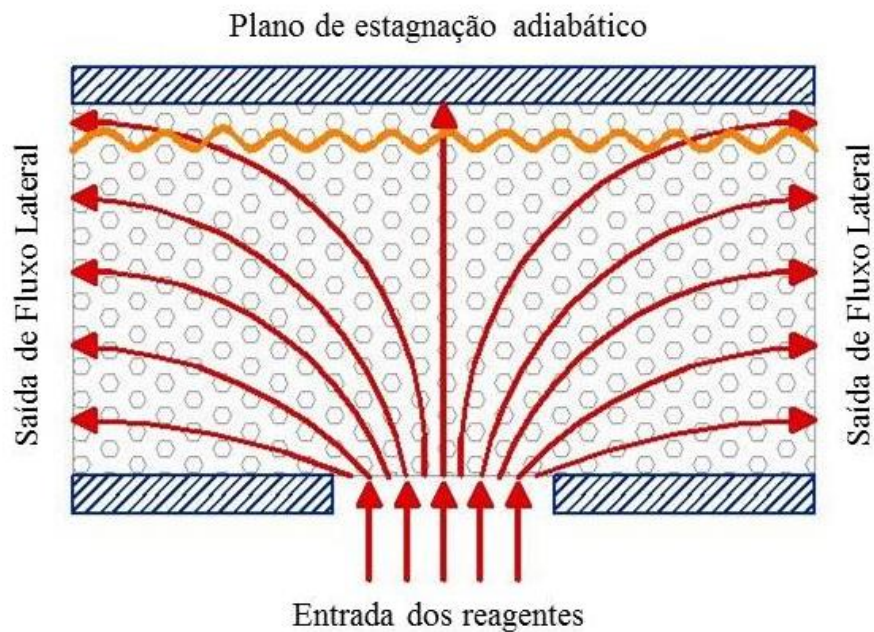


Figura 3.1 – Desenho esquemático do modelo proposto por Kokubun et al., 2013.

O queimador utilizado no experimento, Figura 3.2a, foi construído em três partes: suporte com bocal, cesto de esferas e suporte do anteparo. O suporte do bocal, mostrado em corte transversal na Figura 3.2b, é composto por uma base (1), um tubo de passagem da mistura de combustível contendo duas telas (3) para homogeneizar o fluxo de gás, que estão inseridas em um tubo (4) contendo dois flanges (2) que servem como base do bocal do queimador. Sobre este conjunto está fixado a flange (6) contendo o bocal de injeção, (5), da mistura de combustível para o interior do meio poroso. O conjunto formado pelas partes de 1 a 4 é fabricado em aço SAE 1020.

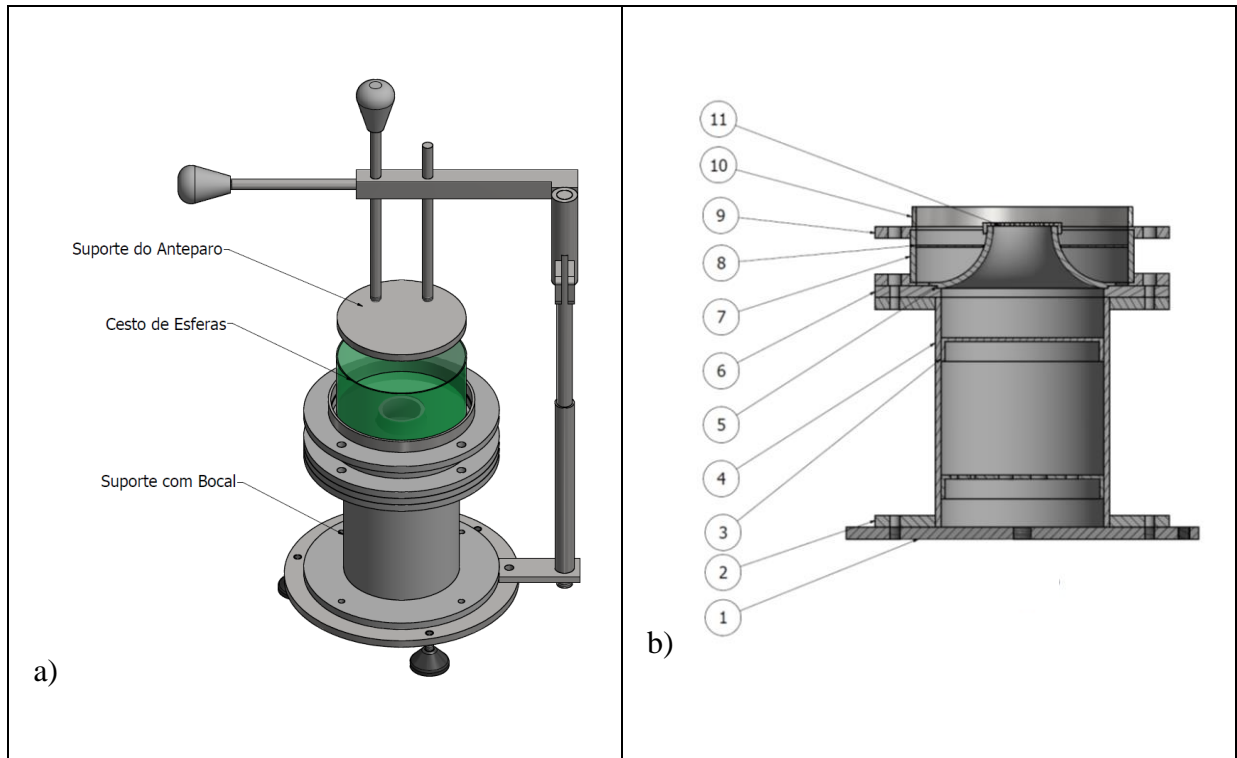


Figura 3.2 – Queimador poroso montado (a), Vista em corte transversal (b).

A porção superior do queimador é composta por um conjunto de dois flanges (9) e um tubo (7) que servem de espaçador entre o bocal e o cesto de esferas. O cesto de esferas é apoiado sobre um isolante térmico que está sobre uma chapa de encosto (8) e centrado por um aro (10), circundado por um isolante térmico, que mantém o cesto preso ao queimador. As partes dos itens de 5 a 11 são fabricadas em aço inox 304.

O bocal (5), Figura 3.3, foi desenvolvido para que o perfil de velocidade na sua saída seja aproximadamente uniforme distribuindo a mistura de reagentes em um diâmetro de 30 mm no centro da matriz porosa. O modelo do bocal seguiu o projeto apresentado por Bosschaart, 2002, que permite uma perfil de velocidade uniforme na saída do bocal. Para a verificação foi realizado uma simulação numérica, com o uso do software Fluent, comparativa entre um tubo reto, com diâmetro interno de 30 mm, e o desenho do bocal escolhido. A Figura 3.4 mostra que a distribuição do perfil de velocidades no bocal desenvolvido na saída. Considerando uma velocidade média de 1 m/s a simulação é feita para regime permanente, escoamento laminar, o ar como fluido, condição de não deslizamento nas paredes. O flange (6) recebe o bocal para fixa-lo ao suporte da base.



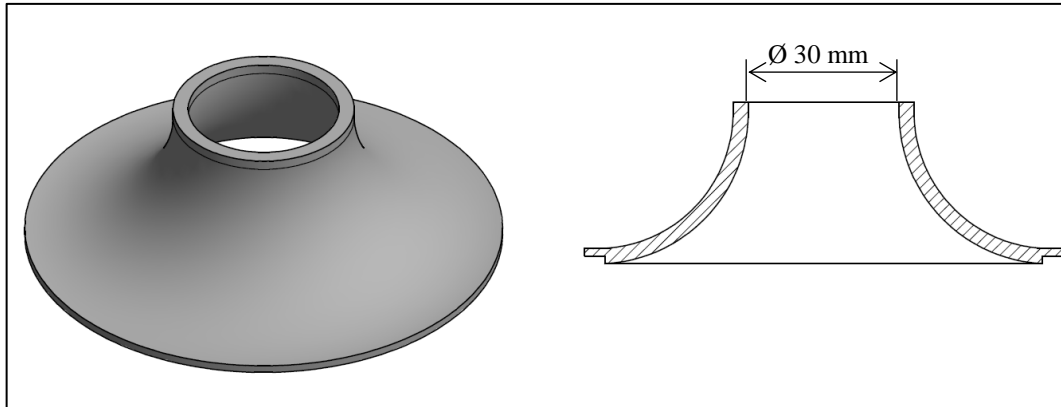


Figura 3.3 – Bocal do queimador.

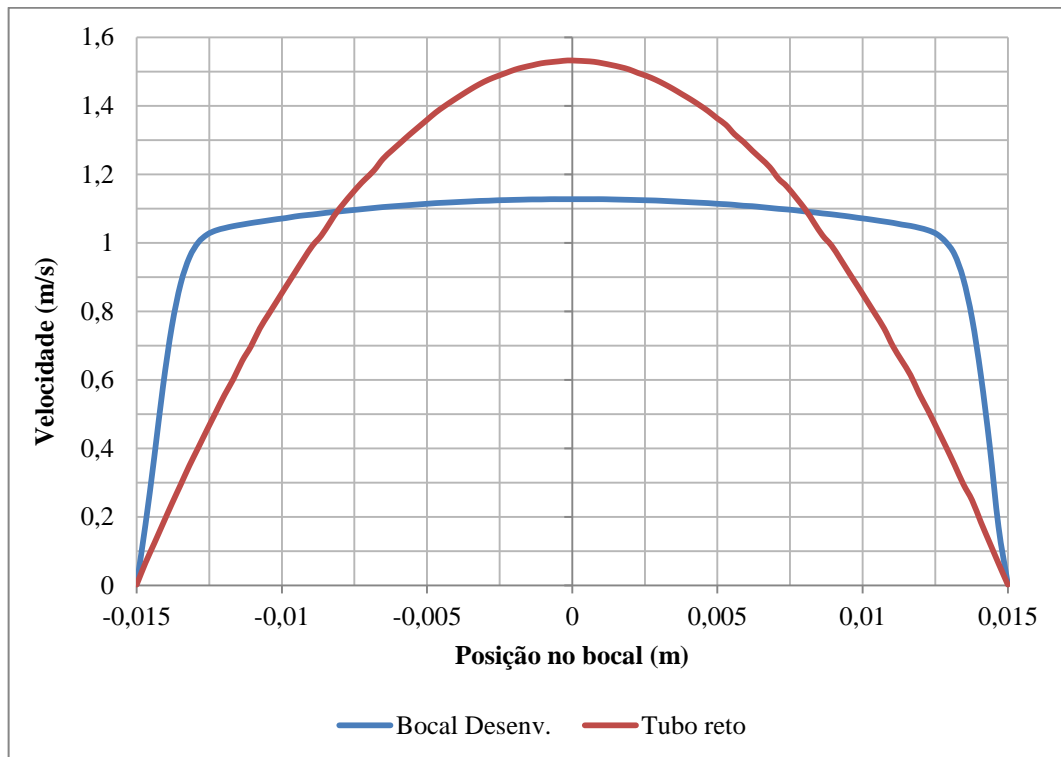


Figura 3.4 – Perfil de velocidades no bocal do queimador.

A Figura 3.5 mostra a placa perfurada (11) do queimador que impõe uma perda de carga ao escoamento permitindo uma melhor distribuição de velocidades no plano de injeção do queimador. Fabricada com uma espessura de 2 mm e perfurada em toda a sua extensão com furos de diâmetro de 2 mm, ela também evita a queda das esferas para o interior do tubo (4).

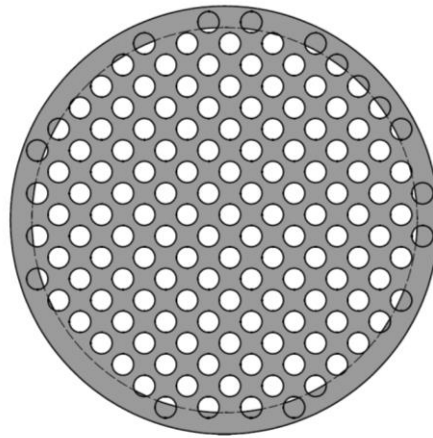


Figura 3.5 – Placa perfurada.

A matriz porosa é constituída por um empacotamento de esferas de alumina com diâmetro médio de 6 mm. O cesto (Figura 3.6) foi confeccionado com uma malha de aço inoxidável costurado com um fio de aço inox para manter a forma cilíndrica de diâmetro interno de 100 mm e altura interna de 50 mm. Na parte superior (Figura 3.6a) foi realizado um debrum para reforçar o anel superior do cesto. No centro do cesto é feita uma abertura com diâmetro de 36 mm (Figura 3.6b) permitindo o seu encaixe sobre o bocal de injeção.

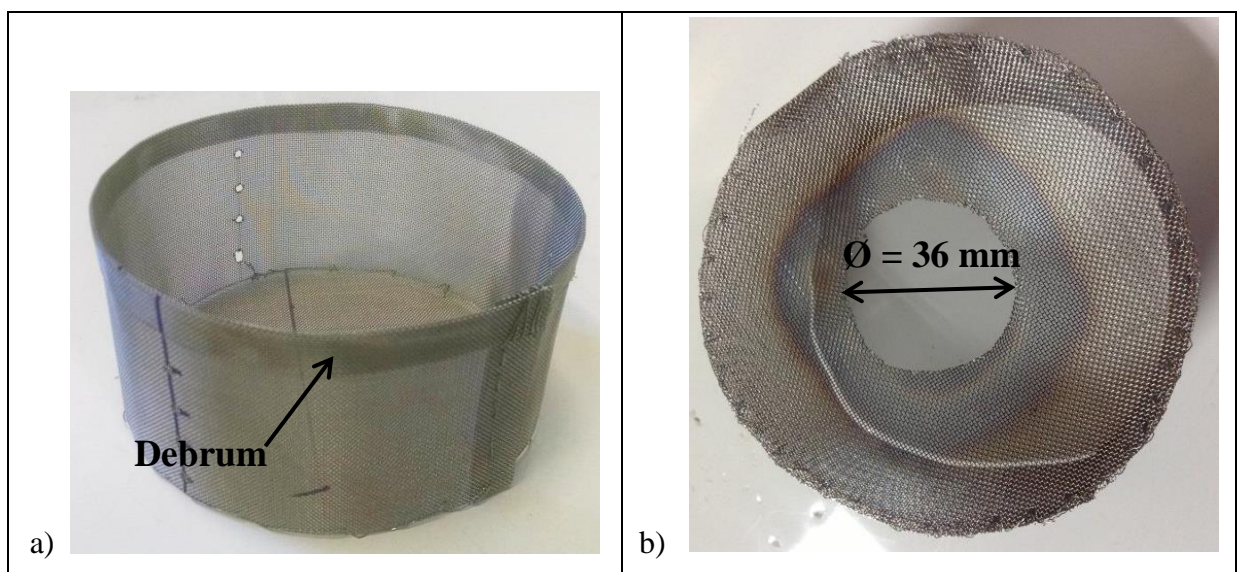


Figura 3.6 – Cesto de Aço inoxidável.

As esferas são acomodadas no interior do cesto, Figura 3.7, de forma a produzir uma matriz porosa homogênea para que os fluxos de gases sejam distribuídos igualmente no entorno da saída lateral do cesto. As dimensões finais da matriz porosa são 100 mm de diâmetro e 40 mm de altura, sobrando um espaço de 10 mm no cesto para o encaixe do anteparo. A porosidade média para um empacotamento de esferas é  $\varepsilon = 0,40$  ( Kaviany, 1995).



Figura 3.7 – Cesto de esferas.

O suporte do anteparo, Figura 3.8, é composto por uma haste sustentando um suporte superior onde um disco guiado com um isolante térmico é fixado. O disco guiado pode deslizar para cima e para baixo permitindo o seu posicionamento sobre a matriz porosa. O anteparo é um isolante térmico com espessura de 25 mm composto por uma fibra cerâmica de alumina e sílica, em formato de placa maciça, com resistência a operação com temperaturas até 1600 °C.

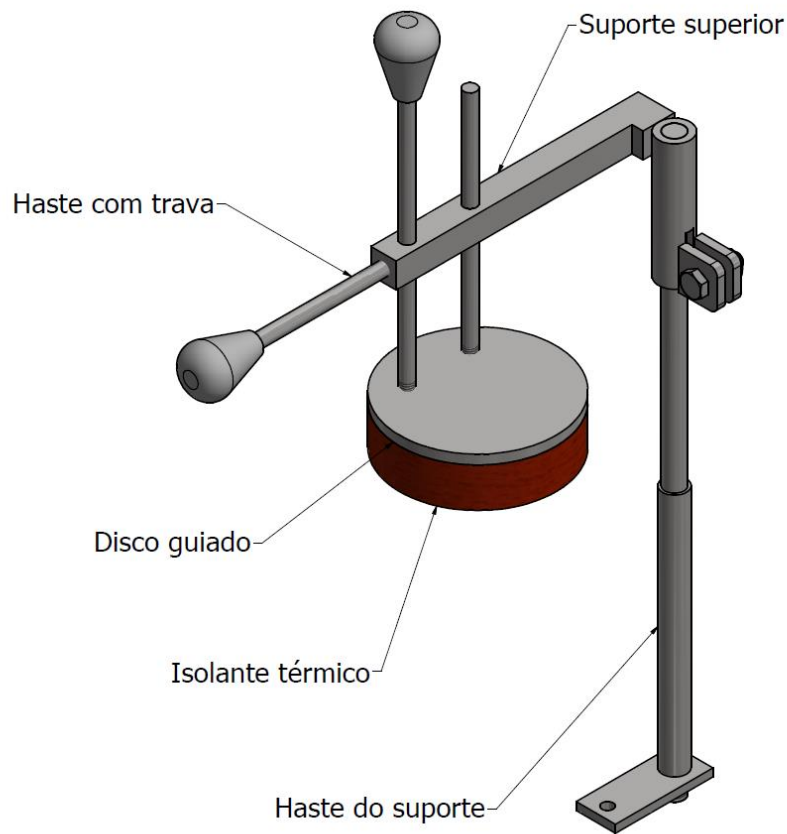


Figura 3.8 – Suporte do anteparo.

### 3.2 Bancada de Testes

Para a avaliação do queimador poroso desenvolvido foi montada uma bancada de testes conforme mostra a Figura 3.9, com controladores de vazão individuais para ar e combustível, permitindo avaliar diferentes condições da taxa de deformação para relações estequiométricas variadas. A Tabela 3.1 apresenta a lista dos principais equipamentos utilizados na montagem da bancada de testes.

O laboratório fornece as linhas de gás e ar comprimido de uma central de gases e compressor localizados na área externa do laboratório. O compressor, com capacidade de fornecimento de  $3,8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  de vazão e pressão de  $7,14 \text{ kgf/m}^2$ , está a linha central através de um reservatório pulmão e filtros evitando a passagem de água e óleo para a rede de ar comprimido.

Após os filtros do compressor a linha de ar ainda é ligada a um regulador de pressão com dois filtros, um elemento filtrante de 20  $\mu\text{m}$  e um filtro coalescente de 0,3  $\mu\text{m}$ , evitando a passagem de óleo e umidade do sistema. A pressão de operação do ar comprimido utilizado foi de 3,06 kgf/cm<sup>2</sup>. O gás GN é fornecido por um cilindro 20 m<sup>3</sup> e pressão máxima de 150 kgf/cm<sup>2</sup> com um regulador de pressão que mantém a pressão constante na saída de 2,55 kgf/cm<sup>2</sup>. No final da linha de GN, antes dos controladores de vazão, existem duas válvulas de esferas permitindo cessar rapidamente as alimentações, caso seja necessário.

A matriz porosa possui uma sessão de termopares centrais para medir o perfil de temperaturas e captar a posição da chama no interior do meio poroso. Com a obtenção destes parâmetros é possível realizar uma análise quantitativa dos efeitos da taxa de deformação no interior do queimador poroso.

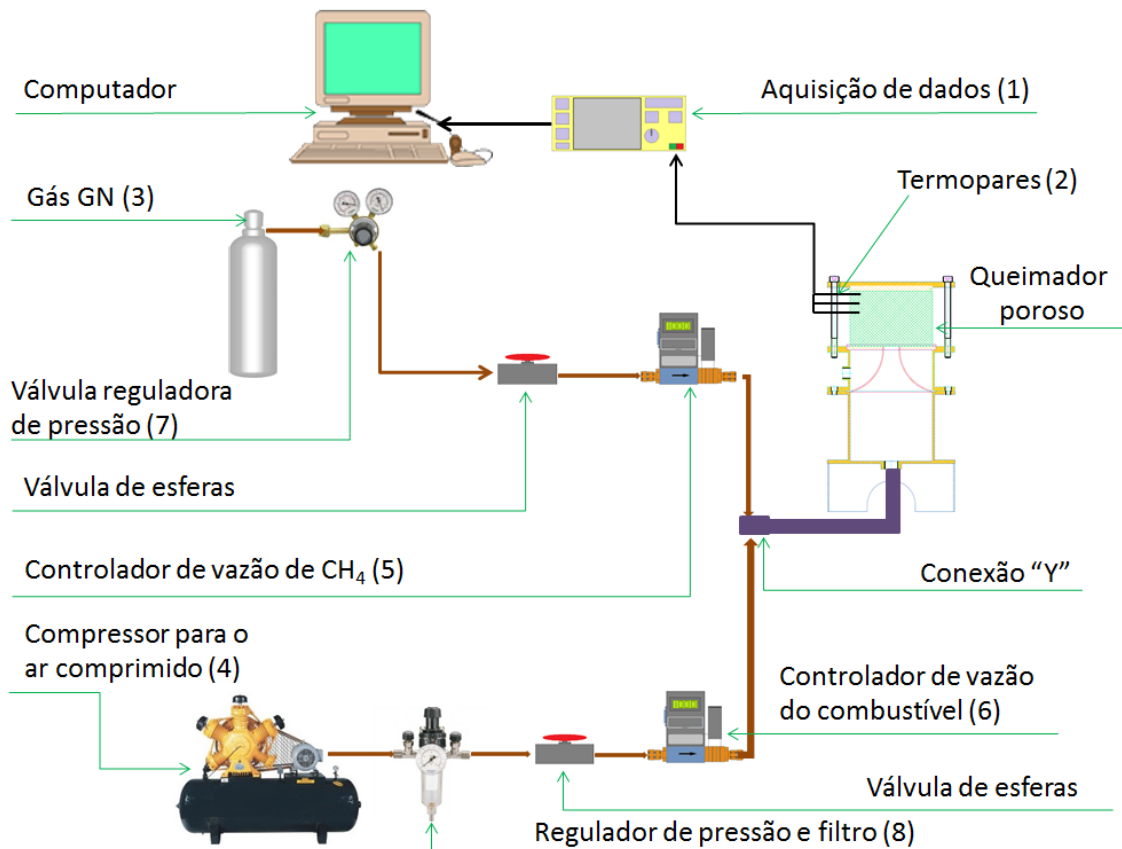


Figura 3.9 – Esquema de montagem da bancada de testes.

Tabela 3.1 – Equipamentos da bancada de testes.

Item	Componente	Marca	Tipo
1	Sistema de aquisição de dados	Agilent	34970A
2	Termopares	Omega	Tipo R (Pt / Pt-13 %Rh) – 0,008 in. ( -50 °C – até 1768 °C)
3	Cilindro de gás GN (Gás Natural)	Sulgás	20 m <sup>3</sup> e 150 kgf/cm <sup>2</sup> Composição: CH <sub>4</sub> – 90,8%; C <sub>2</sub> H <sub>8</sub> – 6,1%; C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> – 1,2%; CO <sub>2</sub> 0,5%; N <sub>2</sub> 1,5%.
4	Compressor de ar-comprimido	Schulz	8 pés/min – 7 bar
5	Controlador de Vazão de CH <sub>4</sub>	Bronkhorst	F-201CV (± 0,5%Rd + 0,1% FS) (0 – 10 L/min) Calibrado
6	Controlador de Vazão de ar	Bronkhorst	F-112AC (± 0,5%Rd + 0,1% FS) (0 – 150 L/min) Calibrado
7	Regulador de pressão de GN	Reman	1/4” – 0 a 9 bar
8	Regulador de pressão de ar	WerkShot	3/8” - 0,2 a 10 bar

### 3.2.1 Controladores de vazão

O controlador de vazão de metano utilizado é o modelo F-201CV da Bronkhorst com uma faixa de vazão de 0 a 10 litros por minuto (l/min), nas condições de 25 °C e 1 atm. Da mesma forma, o controlador de vazão de ar, modelo F-112AC da Bronkhorst, opera na faixa de vazão de 0 a 150 litros por minuto (L/min), nas mesmas condições. O princípio de medição de vazão é a baseada na medida da diferença de temperaturas entre dois pontos de um canal secundário que desvia uma parcela de gás do fluxo principal. Entre os sensores há uma resistência elétrica fornecendo uma quantidade de energia conhecida, sendo que a diferença de temperatura entre a entrada e saída do gás permite calcular a vazão que escoar no canal

principal através de uma relação conhecida com vazão do canal secundário. O controle é feito por uma válvula solenoide.

A calibração dos controladores foi realizada na empresa Bronkhorst. Os controladores de vazão de metano e de ar possuem uma incerteza da medição de 0,5 % do valor edido e 0,1 % do fundo de escala

A correção do controlador de metano para o gás GN é realizada através de um a fator de correção,  $F_c$ , Equação (3.1) ( O'Hanlon, 2003),

$$F_c = \frac{\rho_i c_{pi}}{\rho_c c_{pc}} \quad (3.1)$$

onde,  $\rho_i$  é densidade do gás calibrado,  $c_{pi}$  é o calor específico do gás calibrado,  $\rho_c$  é a densidade do gás da correção e  $c_{pc}$  é o calor específico do gás para a correção.

Os gases são misturados em uma conexão “Y” passando por um tubo até chegar ao queimador passando por duas telas metálicas que servem como um retificador e de fluxo com o objetivo de homogeneizar o perfil de velocidades na entrada do bocal de injeção de combustível.

### 3.2.2 Sensores de temperatura e aquisição de dados

O perfil de temperatura obtido é através de 9 termopares do tipo R, numerados de T1 a T9 na Figura 3.10, distribuídos na linha central do queimador em duas seções de 5 e 4 sensores, com um espaçamento de 5 mm entre eles. Os sensores do tipo R são compostos por dois fios, um de Platina (Pt) e ouro de Platina com 13 % de Ródio (Rh), com diâmetro de 0,2 mm protegidos por um tubo de isolamento cerâmico de diâmetro de 1,19 mm.

A temperatura de operação contínua dos sensores de temperatura, segundo o fabricante, é de até 1400 °C, podendo operar por períodos não longos com temperaturas até 1768 °C. O erro de medição dos termopares é de  $\pm 4$  °C. Os tubos de isolamentos cerâmicos são fabricados em alumina e suportam temperaturas de até 1900 °C.

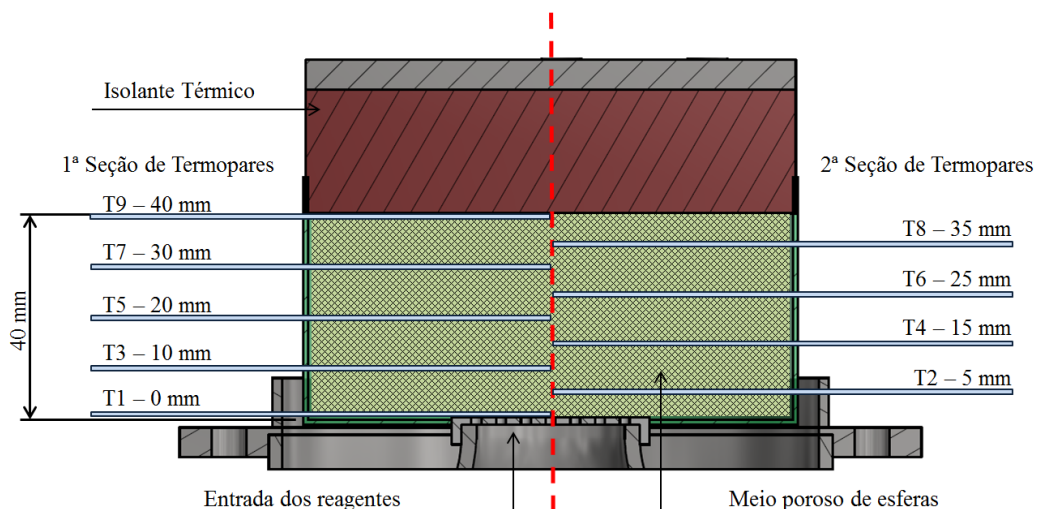


Figura 3.10 – Disposição dos termopares

Os termopares foram introduzidos através de pequenos orifícios no cesto metálico (Figura 3.11a) espaçados em 10 mm. Um suporte (Figura 3.11b) é utilizado para sustentar os sensores do lado externo ao queimador poroso. As duas seções de termopares estão separadas em um ângulo de 90° (Figura 3.12).

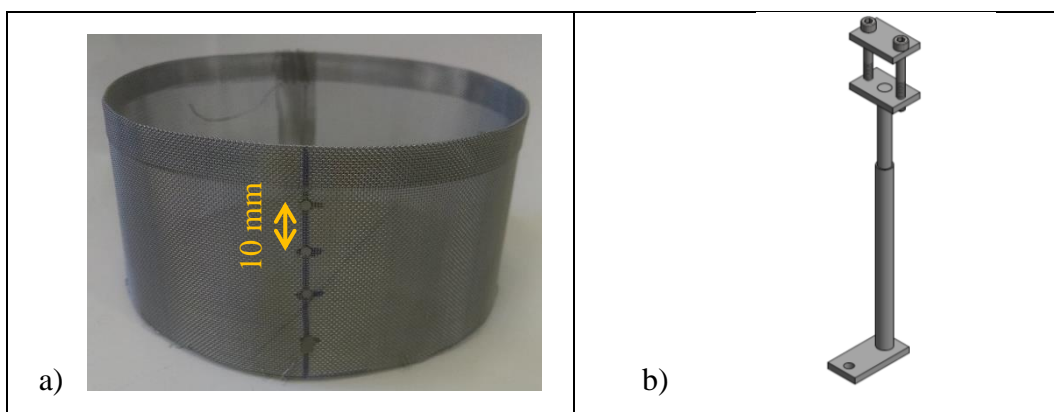


Figura 3.11 – Cesto metálico com orifícios (a); Suporte dos termopares (b)





Figura 3.12 – Termopares montados no interior do queimador.

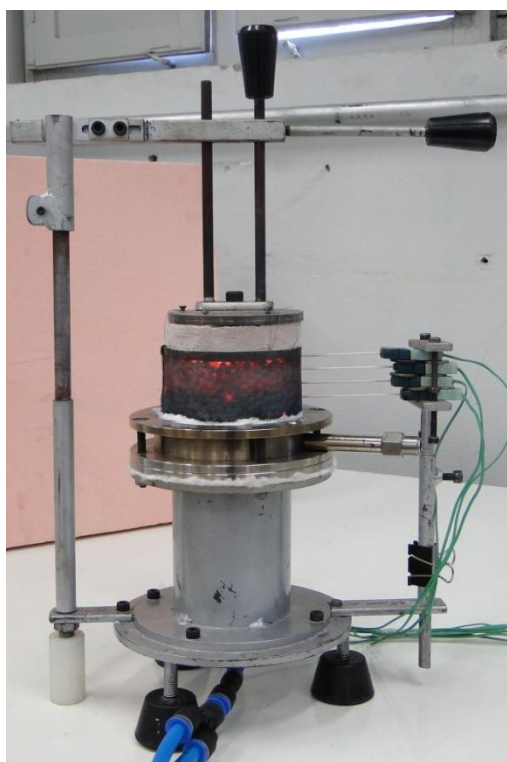


Figura 3.13 – Termopares montados com suporte.

O comprimento dos termopares é de 150 mm e estão dispostos a 50 mm da borda do cesto para o centro do queimador como mostra a Figura 3.12. A posição é realizada com o uso de um paquímetro podendo conter uma imprecisão de  $\pm 2$  mm. Dois parafusos allen M6 x 50

mm fazem o aperto dos sensores mantendo-os fixos na posição. A Figura 3.13 mostra os termopares montados no queimador com o suporte dos termopares.

A leitura de dados da temperatura é realizada através do Datalogger Agilent 34970A ligado a um computador com o software BenchLink Data Logger 3, versão 4.3, que exibe o desenvolvimento das temperaturas na linha central do queimador em função do tempo.

### 3.3 Método de Ensaio

Os ensaios realizados empregaram um método próprio para estabilizar as chamas no interior do queimador poroso, baseado em Hsu e Matthews, 1993.

O início do processo consiste em uma estabilização de chama em uma razão de equivalência próxima a  $\Phi = 1$  com vazão total de 44 L/min com velocidade no bocal de 0,1 m/s. A ignição é realizada através de um acendedor manual pela lateral do queimador, onde, uma chama pré-mistura livre se inicia. À medida que o meio poroso é aquecido, a frente de chama passa a se propagar em direção ao interior do queimador poroso. Devido à inércia térmica das esferas cerâmicas de alumina o aquecimento da matriz porosa é lento e este processo dura em torno de 40 minutos.

O processo de aquecimento é completado quando é obtido um perfil de temperatura estável mostrando a posição da chama pelo termopar de maior temperatura obtida. O aquecimento da matriz porosa é importante para o aquecimento uniforme de todo o queimador. A Figura 3.14, mostra o queimador poroso com uma chama estabilizada.

Com a matriz porosa aquecida as condições para a realização de um teste são configuradas. As vazões de GN e ar que são ajustadas para a razão de equivalência e vazão de gases que se deseja testar. O trabalho se restringe a razões de equivalência iguais e abaixo de  $\Phi = 0,65$ , buscando determinar a máxima e a mínima taxa de deformação admitida pela chama no interior do meio poroso.

A chama é considerada estável, no interior do queimador poroso, quando as temperaturas dos nove termopares instalados apresentam variações menores de 5 K por um intervalo de tempo de 20 minutos. O tempo para a estabilização de chamas nestas condições é

em torno de 2 horas e assim, com o aquecimento da matriz porosa, um tempo de testes total de duas horas e quarenta minutos é requerido. Após a primeira chama estabilizada, mudando apenas as vazões dos gases, o tempo médio cai para cerca de uma hora e meia para cada ponto experimental. Este tempo é necessário devido à elevada inércia térmica das esferas de cerâmicas de alumina

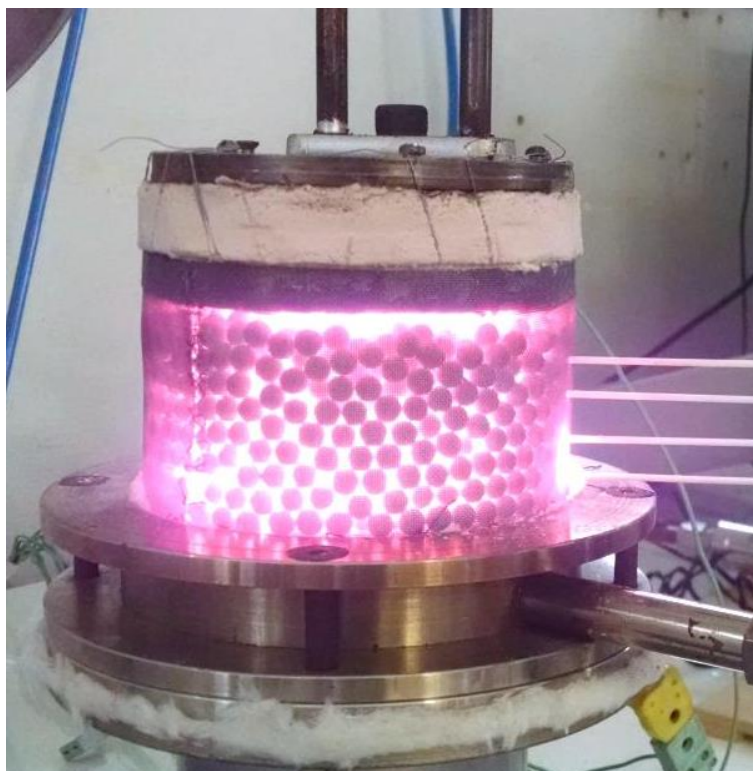


Figura 3.14 – Aquecimento da matriz porosa.

A estabilidade da primeira chama permite verificar a sua posição no interior da matriz porosa pelo termopar com a temperatura mais elevada. A partir da primeira posição obtida as vazões são variadas, mantendo-se a razão de equivalência desejada, para obter os limites máximos e mínimos de estabilidade de chama. O deslocamento da chama é observado pela mudança da máxima temperatura nos termopares instalados. O limite máximo é alcançado quando a chama se propaga para o exterior da matriz porosa em forma de chama livre de cor azul. O limite mínimo é considerado quando a chama se aproxima da posição do termopar T2. Também são considerados limites, mínimo e o máximo, quando não há estabilidade de chama

para a velocidade de injeção selecionada. A Figura 3.15 mostra o queimador poroso operando a uma razão de equivalência de  $\Phi = 0,55$ .



Figura 3.15 – Queimador poroso em operação  $\Phi = 0,55$ .

As altas temperaturas de operação do queimador poroso gera a degradação do cesto de aço inox que contem o empacotamento de esferas. Desta forma, foi necessária a substituição do cesto a cada 4 testes. Da mesma forma, alguns termopares sofreram danos com as altas temperaturas a que foram submetidos tendo-se tornado necessário algumas substituições na realização de novos testes.

### 3.4 Resultados das medições

A Figura 3.16 mostra os resultados obtidos para a estabilidade de chama na queima da mistura de GN e ar. Os pontos mostram a velocidade de injeção e a razão de equivalência de chamas estáveis obtidas nos testes. Os limites superior e inferior de estabilidade estão destacados. O limite superior é a velocidade máxima de injeção para a estabilização de chama e encontrado quando os termopares já não registram um gradiente de temperatura na linha

central do queimador. Os pontos do limite inferior são aqueles nos quais ocorre extinção da chama ou se alcançada o limite de segurança do retorno de chama no queimador.

Os limites de velocidades de injeção obtidos mostram a faixa de estabilidade do queimador para cada razão de equivalência. Os limites superiores de velocidade diminuem com o a diminuição da razão de equivalência. Por outro lado, o limite inferior apresenta um comportamento irregular, pois a velocidade de injeção não decresce com a diminuição da razão de equivalência em  $\Phi = 0,52$ . Para  $\Phi \geq 0,55$  a velocidade mínima de injeção aumenta com a diminuição da razão de equivalência. Nesse ponto a estabilidade é determinada pelo limite de segurança de operação, evitando o retorno de chama. Já para  $\Phi < 0,55$  os resultados mostram uma tendência de aumento da velocidade mínima de injeção com o decréscimo de  $\Phi$ . Nesse caso, a estabilidade da chama é determinada pela extinção. A menor razão de equivalência estabilizada no queimador poroso foi para  $\Phi = 0,52$ .

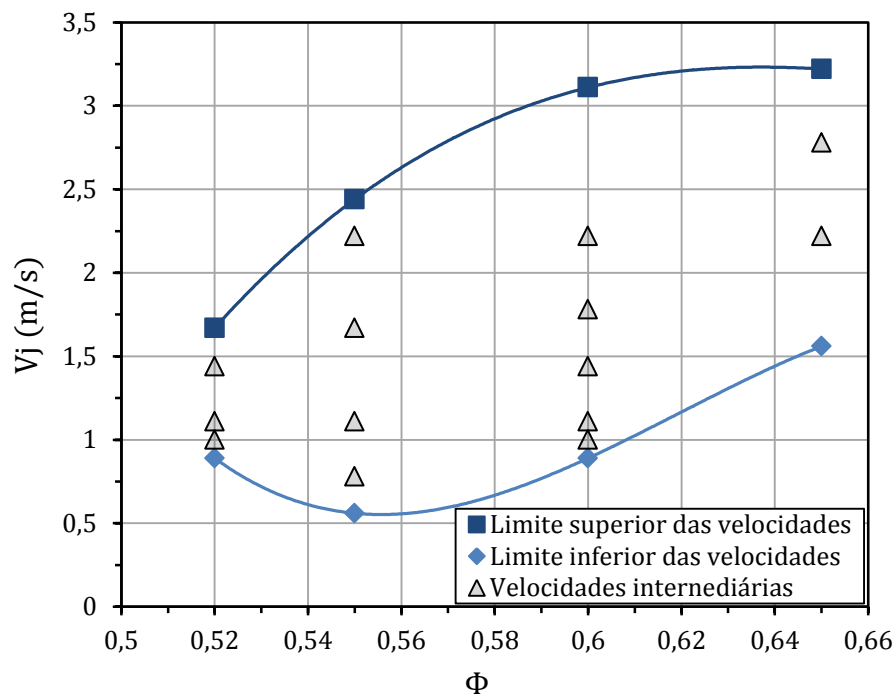


Figura 3.16 – Limites da velocidade de injeção.

De forma geral, os resultados mostram a redução da faixa de estabilização para chamas mais pobres, onde, para  $\Phi = 0,52$  é possível ver que a faixa de velocidades para estabilização de chama é reduzida. Para  $\Phi \geq 0,55$  não é possível afirmar que houve um

estreitamento da faixa de estabilização de chama, já que, o limite ocorreu devido ao risco do retorno de chama no queimador poroso. O retorno de chama é definido quando as chamas atingem o termopar T3, representado na Figura 3.10. Nos testes realizados observou-se uma grande perda de calor por radiação no entorno do queimador que prejudicava a estabilidade das chamas.

O comportamento da temperatura na linha central para  $\Phi = 0,65$  são apresentados na Figura 3.17 e mostram o deslocamento da chama com o aumento da velocidade de injeção. O eixo horizontal da posição da chama é adimensionalizado pelo comprimento total do queimador ( $L_T$ ), sendo  $\eta$  a variável adimensional. Desta forma, o meio poroso está compreendido entre 0 e 1, com a posição  $\eta = 0$  correspondendo a entrada do queimador e  $\eta = 1$  à posição no plano de estagnação.

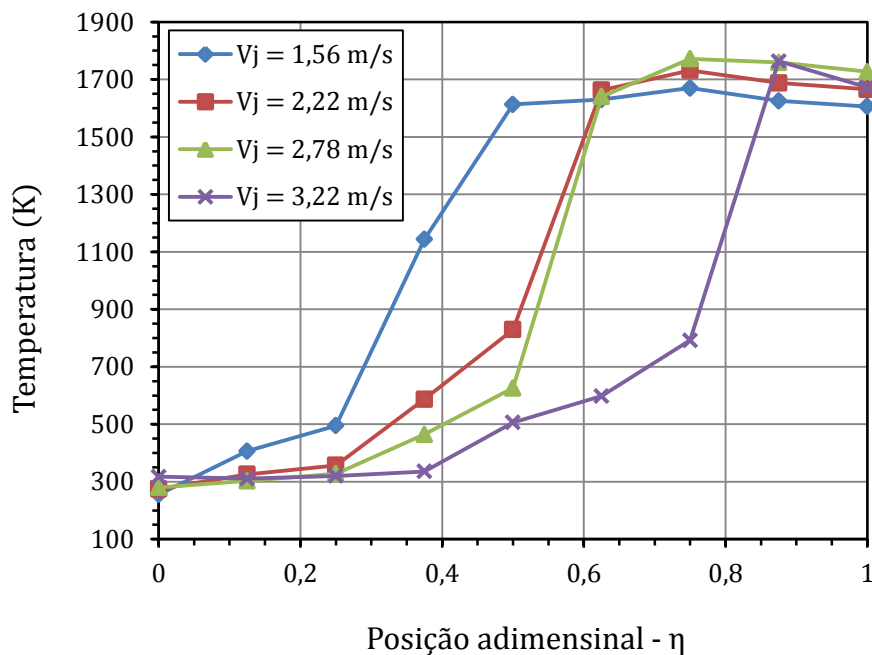


Figura 3.17 – Perfis de temperatura para  $\Phi = 0,65$ .

Observa-se que a temperatura de chama, considerando-se a máxima temperatura medida por um termopar, aumenta com o deslocamento no sentido do plano de estagnação. A temperatura máxima para  $V_j = 1,56$  m/s e  $V_j = 3,22$  m/s são de 1670 K e 1763 K, respectivamente. O aumento da temperatura é atribuído ao maior tempo de pré-aquecimento dos gases, em contato com a matriz porosa, quando a chama se encontra mais próxima do

plano de estagnação. Da mesma forma, o aumento da potência para maiores valores de  $V_j$  tem um papel importante.

A Figura 3.18 mostra o comportamento da temperatura na linha central para  $\Phi = 0,55$ , com a velocidade de injeção variando de 0,56 m/s a 2,44 m/s. Com o aumento da velocidade de injeção observa-se um aumento da temperatura máxima, sendo de 1446 K para  $V_j = 0,56$  m/s e 1599 K para  $V_j = 2,44$  m/s (uma diferença de 153 K). Da mesma forma, o aumento da temperatura também é atribuído ao pré-aquecimento dos gases e pode também atribuída pelo aumento da potência com a maior velocidade de injeção.

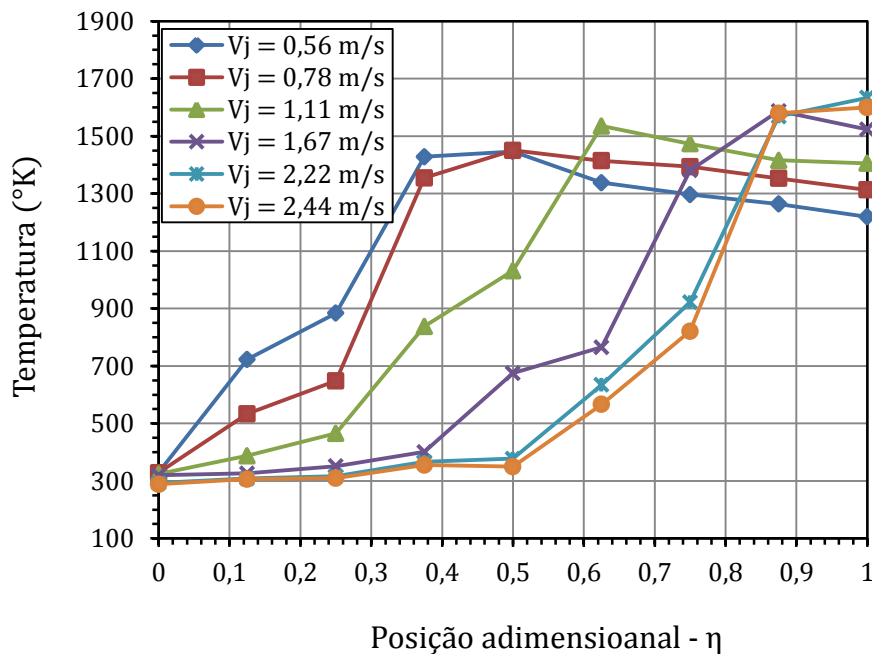


Figura 3.18 – Perfis de temperatura para  $\Phi = 0,55$ .

A Figura 3.19 mostra a posição da chama definida pelo termopar com a maior temperatura registrada para uma dada taxa de deformação em função da razão de equivalência. Como já descrito anteriormente, o queimador possui uma altura de 40 mm, e a posição da chama é adimensional pela variável  $\eta$ . É possível verificar que para  $\Phi = 0,65$  a variação da posição da chama é pequena para uma faixa da velocidade de injeção, entre 1,55 m/s e 3,25 m/s, correspondendo a um acréscimo de velocidade de 1,7 m/s. Da mesma forma, para  $\Phi = 0,52$  houve pouca variação na posição de chama, mas houve, também, uma menor variação da velocidade de injeção (entre 0,89 m/s a 1,67 m/s, um acréscimo de 0,78 m/s).

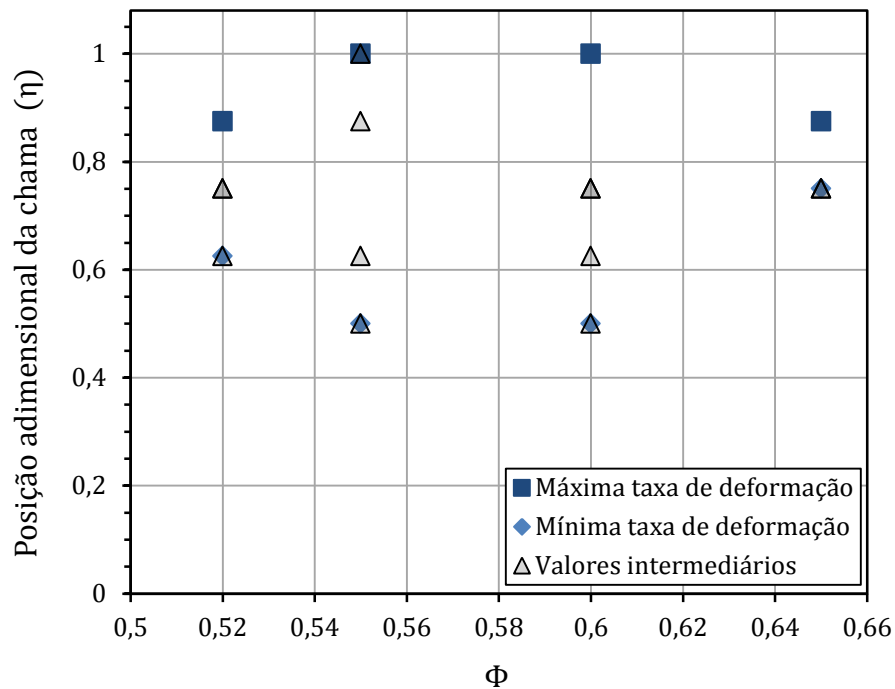


Figura 3.19 – Posição de chama em função da razão de equivalência.

A Figura 3.20 mostra a relação entre a posição adimensional da chama e a taxa de deformação para cada razão de equivalência medida. Nota-se que no presente estudo a taxa de deformação é diretamente proporcional à velocidade de injeção, conforme a Equação (2.8). Assim o aumento da taxa de deformação leva, conseqüentemente, a um aumento da potência do queimador. Para as razões de equivalência  $\Phi = 0,55$  e  $\Phi = 0,60$ , verifica-se uma larga faixa de variação de posição da chama, podendo chegar no plano de estagnação,  $\eta = 1$ . A menor inclinação de reta para  $\Phi = 0,65$  mostra uma tendência em manter a posição da chama sem grandes variações entre  $\eta = 0,7$  e  $\eta = 0,9$ , mesmo com maiores variações da taxa de deformação. Na menor razão de equivalência uma estreita faixa de estabilização é obtida em uma região próxima ao plano de estagnação, mas não atinge o limite do plano.



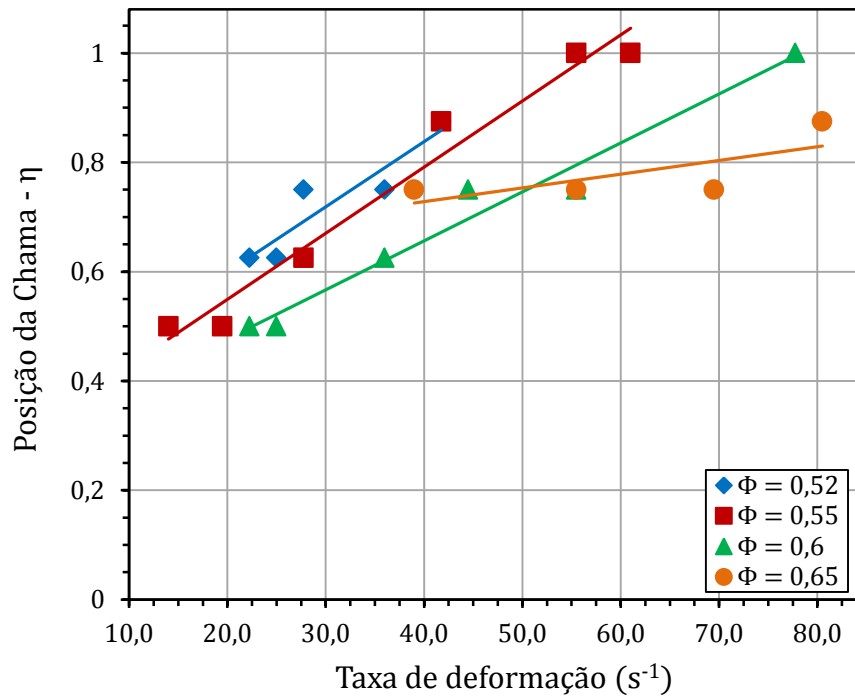


Figura 3.20 – Posição da chama em relação a taxa de deformação.

A dificuldade de medição de temperatura no interior do meio poroso, dificulta a determinação da posição de máxima temperatura. Assim, uma definição alternativa é a posição do máximo gradiente de temperatura medido entre dois termopares. Desta forma, a Figura 3.21 mostra a posição da chama como sendo o ponto do maior gradiente encontrado no interior do meio poroso. É verificado que a posição da chama se distancia do plano de estagnação em comparação com a posição determinada pela máxima temperatura. É interessante notar que com a posição de chama determinada pelo máximo gradiente de temperatura, para  $\Phi = 0,65$  mostra-se uma variação maior na posição de chama.

O comportamento da máxima temperatura registrada pelos termopares (assumida como temperatura de chama) não aumenta com o aumento da taxa de deformação. Isso fica evidente na Figura 3.22 que mostra a temperatura de chama em função de  $\Phi$ . As duas retas aproximam a tendência das temperaturas nos limites superior e inferior da estabilidade. Observa-se que as demais chamas estáveis não seguem a tendência apresentando valores maiores e menores que os respectivos limites.

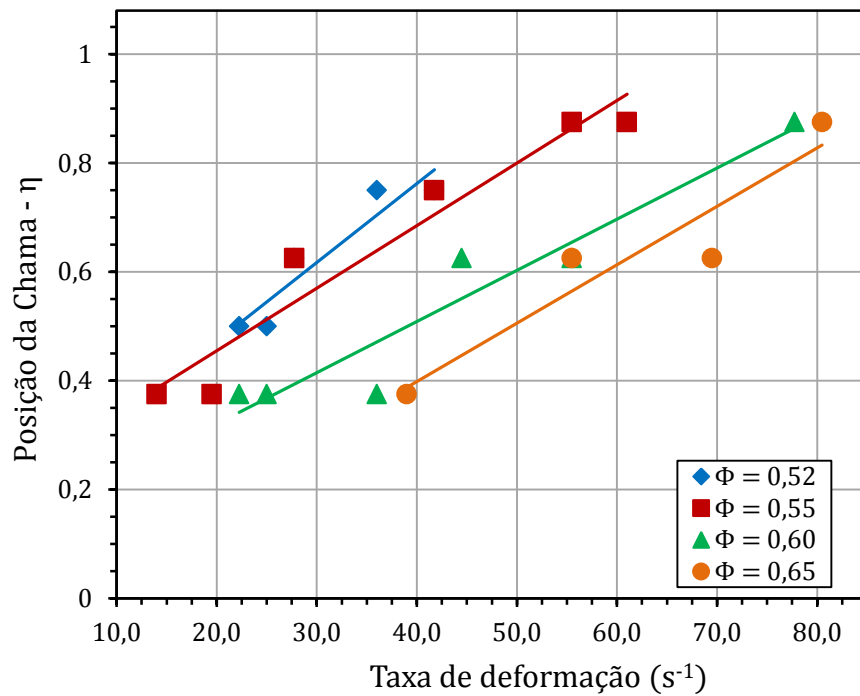


Figura 3.21 – Posição da chama pelo maior gradiente em relação a taxa de deformação.

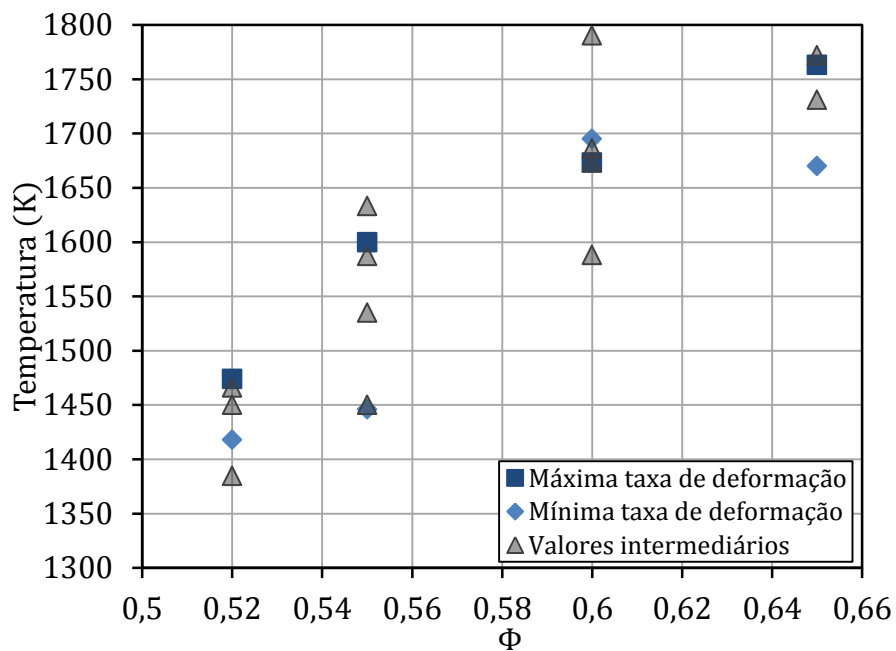


Figura 3.22 – Temperatura de chama em função da razão de equivalência.

A Figura 3.23 mostra a temperatura de chama em função da taxa de deformação. É possível verificar uma tendência da elevação da temperatura com o aumento da taxa de deformação. Para  $\Phi = 0,55$  é mais visível a tendência da elevação da temperatura, ocorrendo

uma variação de aproximadamente 200 K, onde, as maiores temperaturas correspondem as maiores taxas de deformação e mais próximas ao plano de estagnação. Por outro lado, novamente fica evidente a dispersão nos dados obtidos, onde, por exemplo, para  $\Phi = 0,52$  e  $\Phi = 0,6$ , é difícil definir uma tendência. A análise da máxima temperatura, como sendo a posição da chama, é de difícil avaliação, pois como o plano de estagnação é adiabático existe uma região próxima a ele em que a variação da temperatura é pequena. Isto ocorre devida à incerteza no posicionamento dos termopares em relação a estrutura porosa, pois não é sabido se a posição dos termopares está medindo a temperatura do sólido ou do gás. Da mesma forma, nas regiões mais frias a montante da chama, efeitos catalíticos no termopar podem também estar presentes, adicionando uma incerteza às medições que é de difícil quantificação. Desta forma, os valores de temperatura máxima e, por consequência, a posição da chama possui elevada incerteza.

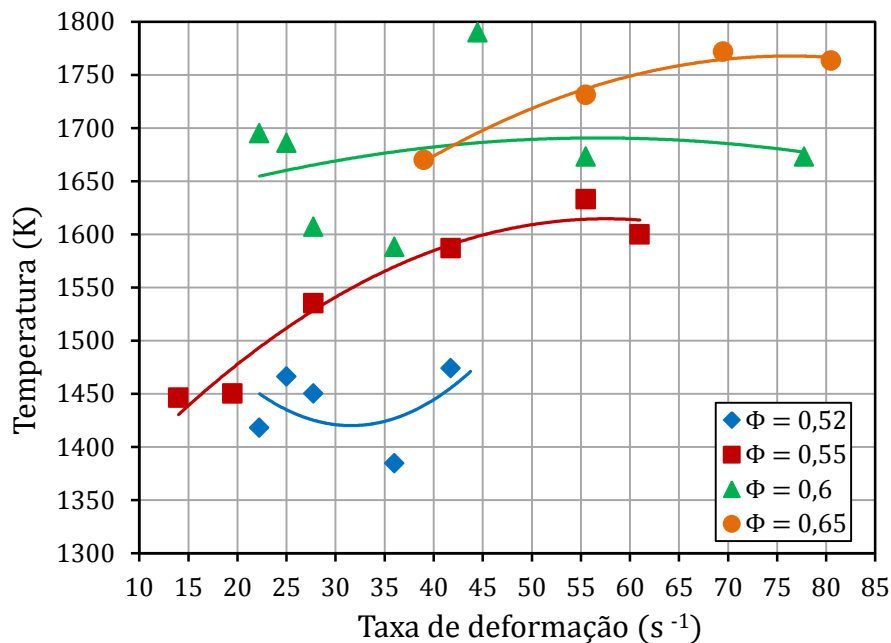


Figura 3.23 – Temperatura da Chama em função da taxa de deformação.

### 3.5 Conclusão parcial do experimento

Foi construída uma bancada de testes para investigar os efeitos da taxa de deformação de chama em queimadores porosos. O queimador poroso é composto por um empacotamento

de esferas de alumina montados sobre uma base de aço inox contendo um bocal para a injeção dos reagentes. Os resultados obtidos foram:

1. Não é possível afirmar que a taxa de deformação eleva a temperatura de chama;
2. Para a razão de equivalência menor,  $\Phi = 0,52$ , a faixa de velocidade de injeção para a estabilidade de chama é reduzida;
3. Não é possível estabelecer os limites inferiores estabilidade para  $\Phi \geq 0,55$  devido ao risco do retorno de chama do queimador poroso testado;
4. O aumento de temperatura é atribuído ao maior tempo de pré-aquecimento dos reagentes e à maior potência das chamas.
5. A chama tende a ir em direção ao plano de estagnação com velocidades de injeções maiores;
6. Uma análise dos perfis de temperatura para  $\Phi = 0,55$  é possível verificar um maior aumento da temperatura nas maiores taxas de deformação.
7. As maiores variações da posição da chama com a velocidade de injeção foram para  $\Phi = 0,55$  e  $\Phi = 0,60$ . Para  $\Phi = 0,65$  a variação da posição de chama é menor mesmo com uma ampla faixa de velocidades de injeção. Em  $\Phi = 0,52$  houve uma maior variação da posição de chama com uma menor faixa de velocidades de injeção;
8. Analisando a posição da chama pelo o máximo gradiente medido entre dois termopares, para  $\Phi = 0,65$  mostra uma clara variação da posição da chama em relação a análise da máxima temperatura como posição de chama.

## 4 ESTUDO NUMÉRICO

### 4.1 Descrição do modelo

Para interpretar melhor os resultados obtidos no trabalho experimental, a modelagem numérica do problema é explorada nessa seção. Primeiramente será apresentado o modelo físico estudado com suas condições de contorno. Na sequência, são apresentadas as equações de transporte e as demais considerações que completam o modelo proposto.

Nota-se que na bibliografia consultada não foi encontrado nenhum trabalho numérico explorando uma chama estabilizada por um plano de estagnação em um meio poroso. O modelo proposto busca aproximar de uma simulação unidimensional. Assim, não há uma correlação direta com a geometria experimental estudada na seção anterior, mas espera-se que os resultados possam ser qualitativamente comparados com os resultados experimentais.

O modelo computacional consiste em uma seção bidimensional conforme mostra a Figura 4.1. Nela a mistura reagente entra pelo lado esquerdo e escoar em direção ao plano de estagnação (lado direito). Na entrada dois trechos de parede direcionam o escoamento horizontalmente. No entanto, na maior parte do domínio as superfícies, superior e inferior, são superfícies de saída por onde a mistura escapa e, dessa forma, aproxima-se o efeito da taxa de deformação.

O domínio tem altura de 1 mm e comprimento de 10 mm. Na Figura 4.1 é mostrada uma malha de 1000 volumes uniformemente distribuídos (10x100). Para reduzir o tempo computacional foram adotadas as seguintes simplificações:

1. Estado estacionário;
2. Escoamento laminar no interior da matriz porosa homogênea;
3. Não equilíbrio térmico local entre as fases, sólido e gás, é considerado;
4. Condições de deslizamento nas paredes superior, inferior e na parede do plano de estagnação;
5. As paredes, superior e inferior, e a parede do plano de estagnação são considerados adiabáticos.

6. Não é considerada a troca de calor por radiação no interior da matriz porosa e nem nas superfícies;

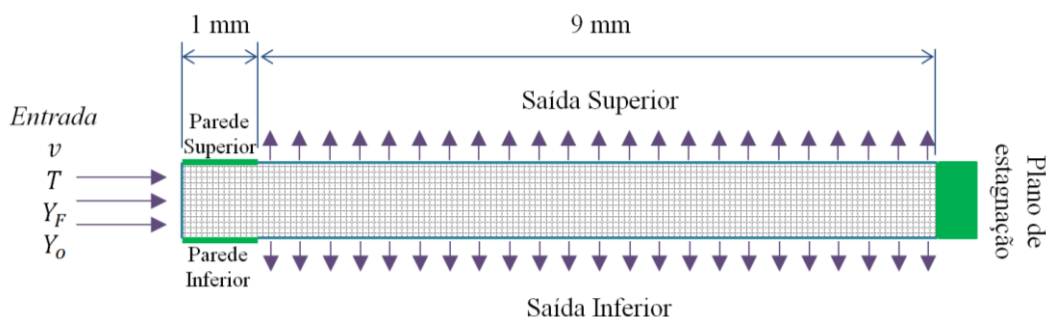


Figura 4.1 – Modelo bidimensional meio poroso

Na entrada são consideradas as seguintes condições de contorno  $T = T_i$ ,  $v = V_j$ ,  $Y_F = Y_{Fi}$  e  $Y_O = Y_{Oi}$ . A condição de contorno para as saídas empregada é a de “outflow” (ANSYS - Fluent®). Esta condição de contorno assume que o escoamento se divide igualmente nas superfícies superior e inferior e que a pressão é resultado da perda de carga imposta pelo meio.

## 4.2 Modelagem matemática

A combustão em meios porosos é caracterizada por uma intensa interação térmica entre sólido e gás, sendo que a reação química ocorre no interior dos poros da matriz porosa. O modelo é composto por duas equações da energia, uma para o sólido e outra para o gás, pela equação de conservação da massa, além das equações de balanço de massa das espécies químicas e do balanço da quantidade de movimento linear, ANSYS - FLUENT, 2013. O modelo também requer equações para as taxas de reação das espécies, propriedades termodinâmicas e de transporte.

O software Fluent® permite a modelagem do meio poroso considerando o não equilíbrio térmico local entre as fases. Porém, o código não permite a modelagem da radiação

em meio participante quando o modelo de meio poroso está ativo, sendo, portanto, negligenciada neste trabalho.

Assumindo uma porosidade isotrópica, a equação de massa, , tem a forma

$$\nabla \cdot (\varepsilon \rho \vec{v}) = 0 \quad (4.1)$$

Na Equação (4.1),  $\varepsilon$  é a porosidade do meio,  $\rho$  é a massa específica do gás e  $\vec{v}$  é o vetor da velocidade superficial de entrada dos gases.

A equação de transporte da quantidade de movimento linear é dada por

$$\nabla \cdot (\varepsilon \rho \vec{v} \vec{v}) = -\varepsilon \nabla p + \nabla \cdot (\varepsilon \vec{\tau}) - \left( \frac{\varepsilon^2 \mu}{K} \vec{v} + \frac{\varepsilon^3 C_2}{2} \rho |\vec{v}| \vec{v} \right) \quad (4.2)$$

onde,  $K$  é a permeabilidade,  $C_2$  é uma constante de ajuste e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica. O primeiro termo do lado esquerdo corresponde ao fluxo convectivo de quantidade de movimento. Do lado direito da equação, o primeiro termo corresponde às forças de pressão  $p$ , seguido pelo tensor de tensões viscosas macroscópicas,  $\tau$ . Os últimos dois termos correspondem às forças viscosas e inerciais microscópicas impostas pelas paredes dos poros. O tensor  $\tau$  é dado pela Equação (4.3),

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (4.3)$$

onde,  $I$  é o tensor identidade e o terceiro termo do lado direito corresponde ao efeito da dilatação volumétrica.

A conservação das espécies químicas é dada pela Equação (4.4),

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i \quad (4.4)$$

onde, o primeiro termo do lado esquerdo da equação representa a variação do fluxo convectivo de massa da espécie química,  $i$ . O primeiro termo do lado direito é o fluxo difusivo da espécie  $i$  e o segundo termo corresponde à taxa de reação. O fluxo difusivo,  $\vec{J}_i$ , é dado pela Equação (4.5),

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i \quad (4.5)$$

onde,  $D_{i,m}$  e  $Y_i$  são a difusividade mássica e a fração mássica, respectivamente, da espécie  $i$ .

A conservação da energia para o gás é dada pela Equação (4.6),

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E_g + p)) = \nabla \cdot \left( \varepsilon \lambda_g \nabla T_g - \left( \sum_i h_i J_i \right) \right) + S_g^h + h_{gs} A_{gs} (T_g - T_s) \quad (4.6)$$

onde,  $E_g$  é o termo da energia do gás,  $\lambda_g$  é a condutividade térmica do gás,  $T_g$  é a temperatura do gás,  $h_i$  é a entalpia da espécie química,  $S_g^h$  é o calor liberado na combustão,  $h_{gs}$  é o coeficiente de convecção superficial,  $A_{gs}$  ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ ) é a área superficial específica entre sólido e gás e  $T_s$  é a temperatura do sólido. O termo do lado esquerdo refere-se à parcela advectiva do transporte de energia. Os dois primeiros termos do lado direito correspondem ao transporte de energia através da condução térmica e da difusão das espécies químicas, respectivamente. A difusão das espécies é calculada pela Lei de Fick. O último termo é o acoplamento entre as equações de balanço da energia do sólido e do gás, representando a transferência de calor por convecção entre as fases.



O termo da energia,  $E_g$ , é dado pela Equação (4.7),

$$E_g = \sum_i Y_i h_i - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4.7)$$

onde, os dois primeiros termos correspondem a energia interna e o último termo corresponde a energia cinética do sistema.

A Equação (4.8) é a equação da energia para a fase sólida,

$$0 = \nabla \cdot ((1 - \varepsilon)\lambda_s \nabla T_s) + h_{gs} A_{gs} (T_s - T_g) \quad (4.8)$$

onde,  $\lambda_s$  é a condutividade efetiva do sólido. O primeiro termo do lado direito representa a difusão térmica do sólido e o segundo termo representa a transferência de calor entre as fases.

Na equação de energia da fase gás, o termo fonte da reação é dado por  $S_g^h$  e é expressa pela Equação (4.9),

$$S_g^h = - \sum_i \frac{h_i^0}{M_i} \mathcal{R}_i \quad (4.9)$$

onde,  $h_i^0$  é a entalpia de formação,  $M_i$  é a massa molar e  $\mathcal{R}_i$  é taxa de reação das espécies  $i$ . O combustível utilizado na simulação é uma mistura de ar e metano. O mecanismo cinético empregado é o DRM 19, desenvolvido por Kazakov e Frenklach contendo 19 espécies e 84 reações.

O coeficiente de transferência de calor entre as fases,  $h_{gs}$ , Equação (4.10), é modelado a partir de uma correlação numérica, proposta por Fu et al., 1998, para um número de Nusselt volumétrico dada por  $Nu_v = C Re^m$ . O coeficiente  $C$  e o expoente  $m$  foram determinados empiricamente por Fu et al., 1998. O número de Reynolds é dado por  $Re = U d_m / \nu$ , onde,  $U$

é a velocidade média no meio poroso,  $d_m$  é o diâmetro médio de poros e  $\mu$  é a viscosidade cinemática.

$$h_{gs} = \frac{Nu_v \lambda_g}{d_m^2 A_{gs}} \quad (4.10)$$

As simulações consideram que as propriedades termofísicas da mistura de combustível e ar variam com a temperatura. Também é assumido o número de Lewis igual a um, considerando, desta forma, que a difusão térmica é igual à difusão de massa. Para o sólido foram consideradas as propriedades conforme Tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Propriedades do sólido

Variável	Unidade	Valor	Referência
Porosidade ( $\varepsilon$ )	-	0,8	Arbitrado
Densidade Linear de Poros	PPC	20	Arbitrado
Cond. térmica do sólido ( $\lambda_s$ )	W/m.K	3	FERRO-CERAMIC GRINDING INC.
Calor Específico ( $C_p$ )	J/kg.K	1.141	Kokubun et al., 2013
Densidade ( $\rho_s$ )	Kg/m <sup>3</sup>	2.600	FERRO-CERAMIC GRINDING INC.
$m$	-	0,146	Fu et al., 1998
$C$	-	0,83	Fu et al., 1998

### 4.3 Resultados da simulação numérica

O modelo foi resolvido para razões de equivalência compreendidas entre 0,5 e 0,65. A velocidade de injeção é variada buscando os limites inferiores e os limites superiores da

posição de estabilização de chama no interior da malha do meio poroso. O limite inferior é definido quando a chama atinge o interior das paredes do início da malha e não ocorre mais a influencia da taxa de deformação na chama. Para determinar o limite superior, a velocidade foi aumentado até que não se pudesse mais obter uma solução correspondente à estabilização de uma chama.

A Figura 4.2 mostra o campo de velocidades do escoamento para uma chama estabilizada em  $\Phi = 0,55$  e velocidade de injeção igual a 0,15 m/s. A chama está situada na região de maior gradiente de velocidade. É possível verificar pelas linhas de corrente que a componente vertical da velocidade é progressivamente maior à medida que o escoamento se aproxima do plano de estagnação. Os resultados que embasam aas discussões que seguem são extraídos da linha de centro marcada na figura.

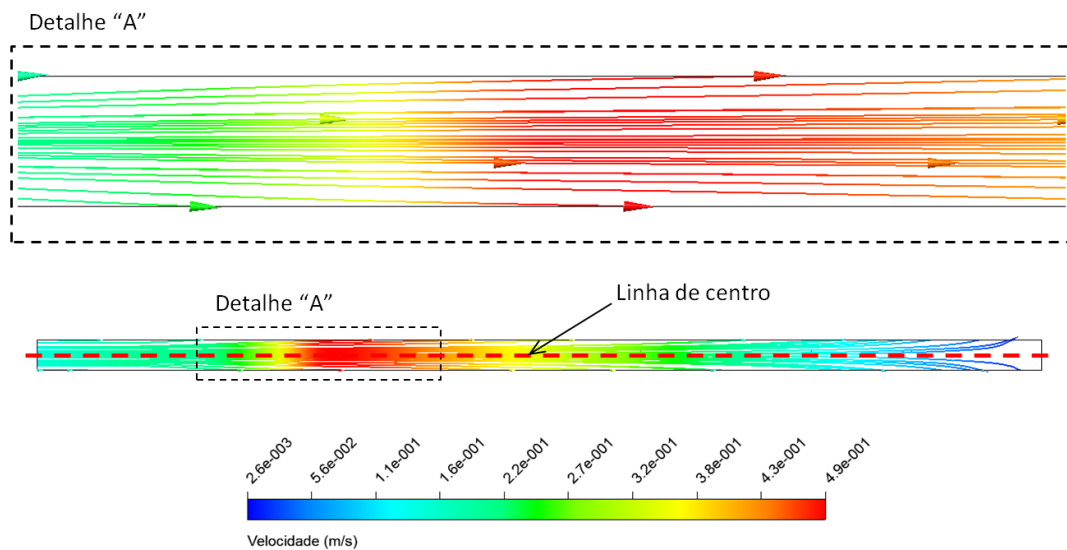


Figura 4.2 – Linhas de corrente para uma taxa de deformação igual  $15 \text{ s}^{-1}$  e  $\Phi = 0,55$ .

Os perfis de velocidades no interior do domínio obtidos para  $\Phi = 0,55$  estão apresentados na Figura 4.3. O eixo das abcissas é adimensionalizado em função do comprimento total da malha,  $L_t$ , sendo  $\eta$  a o comprimento adimensional, onde, para  $\eta = 0$  refere-se ao lado da entrada do domínio e para  $\eta = 1$  é o lado do plano de estagnação. Com o aumento da velocidade de injeção, a frente de chama é empurrada em direção ao plano de estagnação. Uma análise dos perfis de velocidades mostra que as velocidades terminam em

zero no plano de estagnação. É possível observar, também, que para velocidades de injeção entre 0,08 m/s e 0,20 m/s ocorre o aumento das velocidades de chamas. Por outro lado, para  $V_j \geq 0,21$ , as velocidades reduzem.

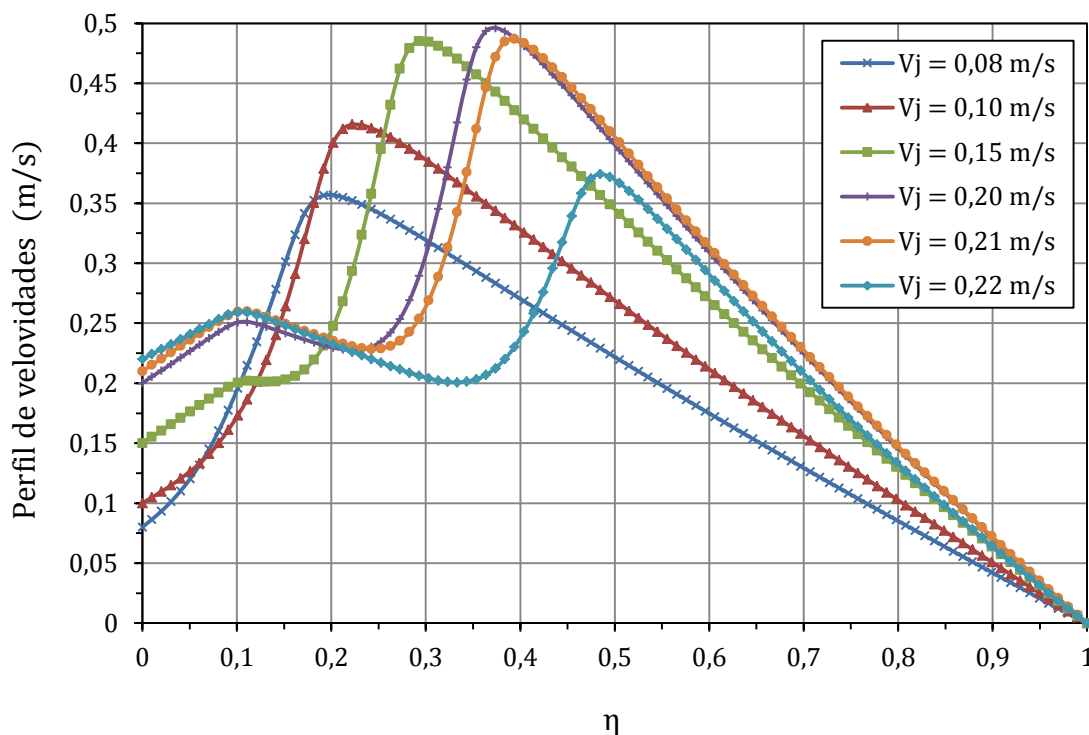


Figura 4.3 – Perfis de velocidades no interior do domínio para  $\Phi = 0,55$ .

Na Figura 4.4 (a) estão apresentados os resultados obtidos para as velocidades de injeção em relação à razão de equivalência destacando-se os limites superior e inferior de estabilidade. É possível verificar que a faixa de estabilização de chama decresce com a diminuição da razão de equivalência, sendo que para  $\Phi = 0,65$  obtém-se uma ampla faixa de velocidades e para  $\Phi = 0,50$  a faixa de velocidades é reduzida. De forma qualitativa é possível verificar uma similaridade entre os perfis de velocidades obtidos experimentalmente, Figura 4.4 (b), e os obtidos numericamente.

A Figura 4.5 mostra os perfis de temperatura obtidos para  $\Phi = 0,65$ . Não é verificada uma mudança significativa na posição da chama, que estabiliza em uma região próxima à entrada dos gases. Nas maiores velocidades de injeção,  $V_j \geq 0,30$  m/s, é possível verificar um

decrécimo da temperatura de chama, mesmo com um maior pré-aquecimento dos gases da entrada até a posição da chama.

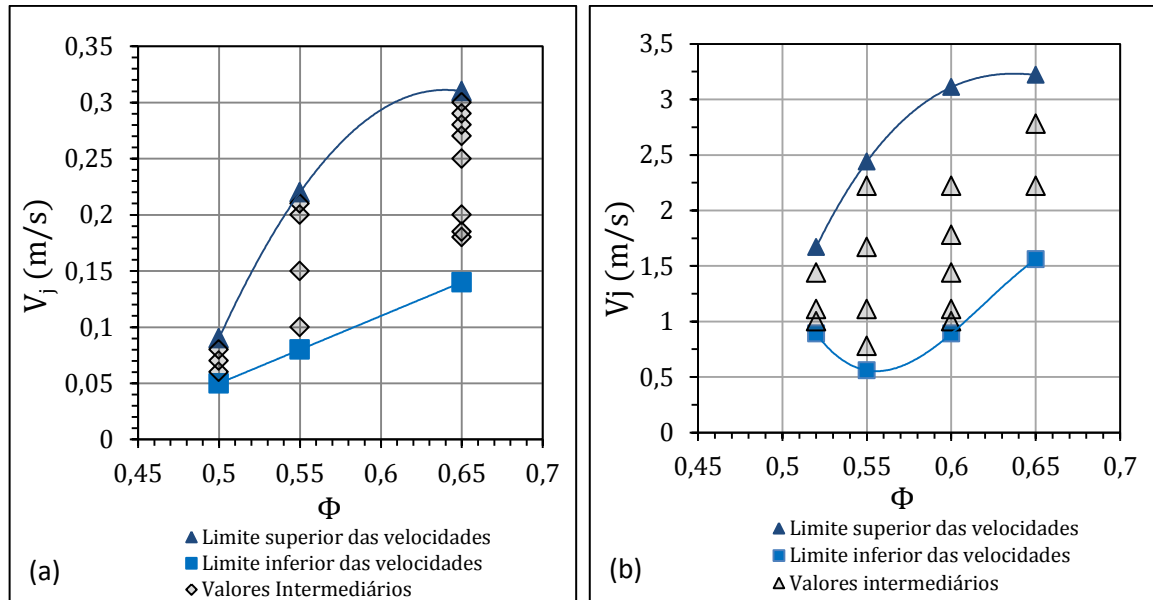


Figura 4.4 – Velocidade de injeção em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais.

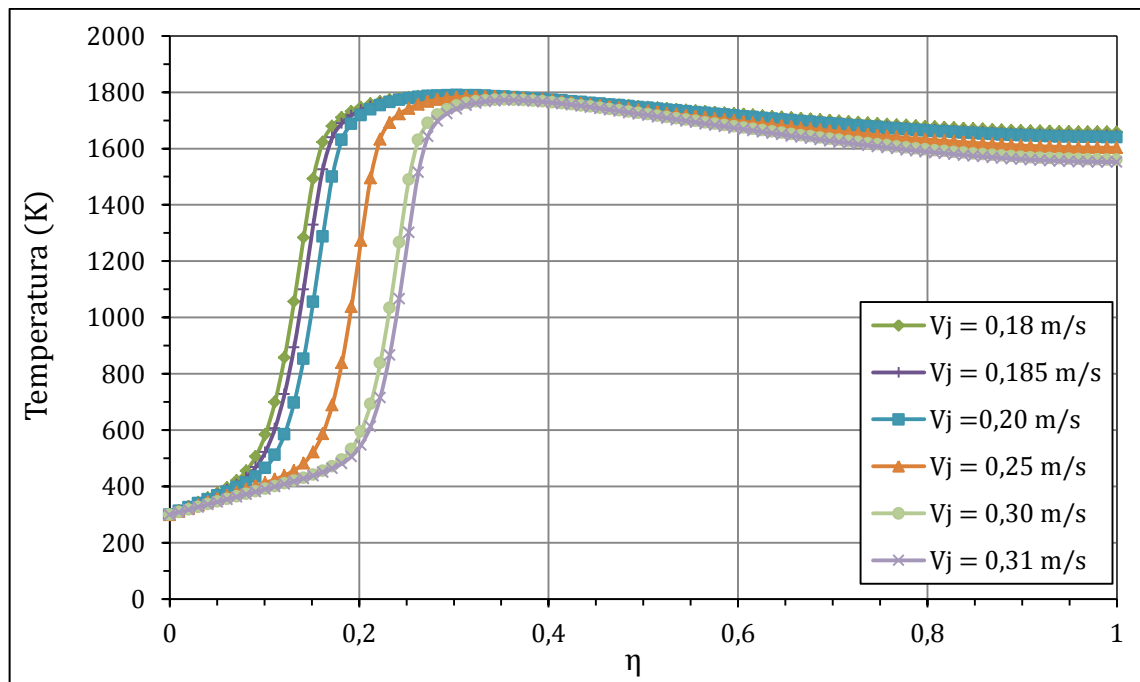


Figura 4.5 – Perfis de temperatura para  $\Phi = 0,65$

Os perfis de temperaturas para  $\Phi = 0,55$ , Figura 4.6, apresentam-se mais espaçados mesmo com menores velocidades de injeção em comparação a  $\Phi = 0,65$ . As posições de chamas estão compreendidas entre  $\eta = 0,1$  e  $0,5$ . É possível verificar um aumento de temperatura de chama entre  $V_j = 0,08$  m/s e  $0,15$  m/s e um posterior decréscimo para velocidades superiores a  $0,20$  m/s, mesmo existindo um pré-aquecimento maior dos gases antes do ponto em que ocorre a reação.

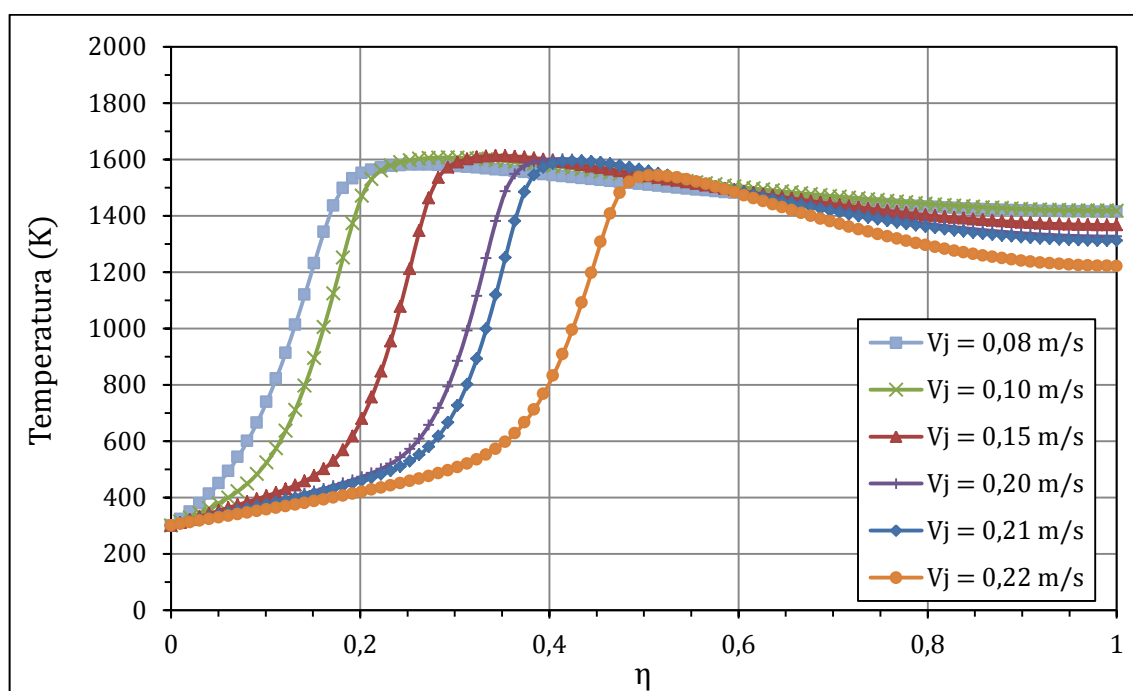


Figura 4.6 – Perfis de temperatura para  $\Phi = 0,55$

A Figura 4.7 (a) apresenta a posição da chama, avaliada na máxima temperatura, em função da razão de equivalência. Em comparação com os resultados experimentais é possível verificar uma mesma tendência para os perfis dos limites superior e inferior da posição da chama. Para  $\Phi = 0,55$  existe uma faixa de estabilização estendendo-se entre  $\eta = 0,26$  a  $\eta = 0,51$ , por outro lado, para  $\Phi = 0,5$  e  $\Phi = 0,65$  as faixas de posições de chama é mais estreita. Os resultados numéricos mostram que chamas com maiores razões de equivalência se distanciam do plano de estagnação não concordando com os resultados experimentais, Figura 4.7 (b).

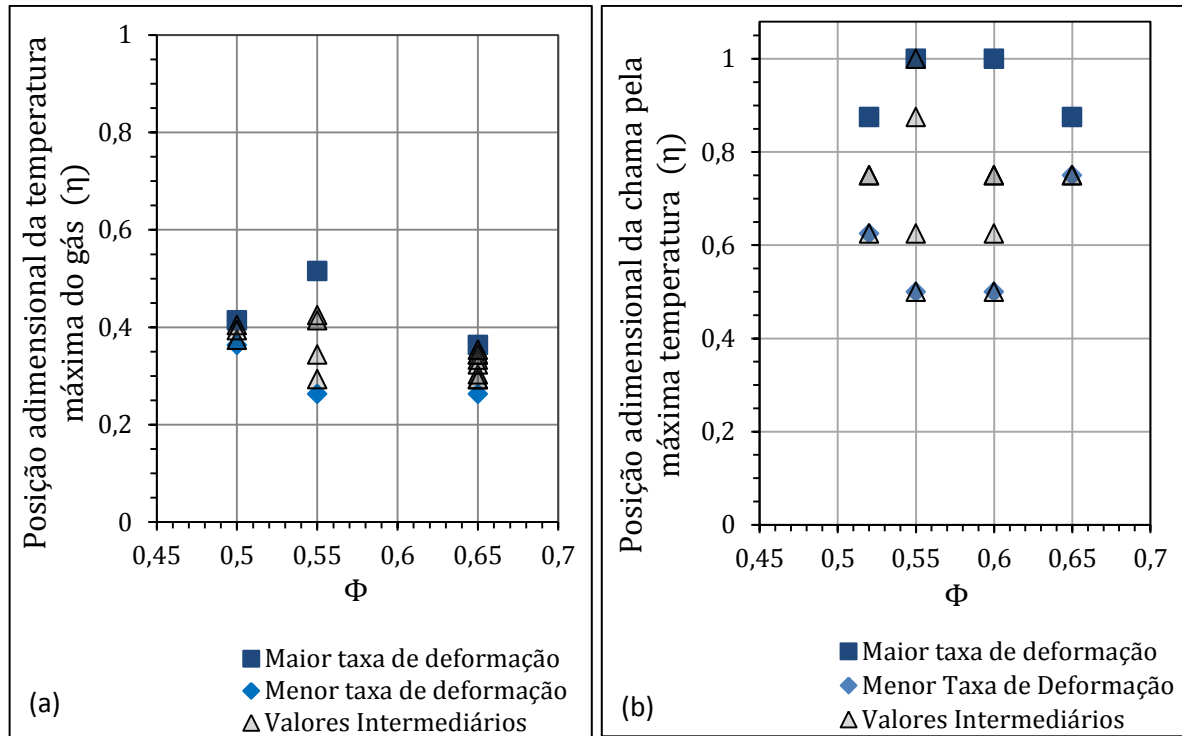


Figura 4.7 – Posição adimensional da chama em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais.

A posição da chama em função da taxa de deformação é mostrada na Figura 4.8 (a). Observa-se que com o aumento da taxa de deformação a chama tende a se estabilizar mais próxima da parede. A menor inclinação da reta para  $\Phi = 0,65$  evidencia uma tendência a posição da chama não mudar significativamente. Nota-se que os resultados experimentais obtidos para a posição da máxima temperatura de chama também apresentaram comportamento semelhante, conforme Figura 4.8 (b).

Os resultados obtidos para as máximas temperaturas de chama em função da razão de equivalência, Figura 4.9 (a), mostram que as máximas e mínimas temperaturas não estão compreendidas entre os máximos e mínimos valores da taxa de deformação. As temperaturas intermediárias entre os limites são, em geral, mais altas que as temperaturas dos dois limites. A Figura 4.9 (b) mostra a distribuição de temperatura em função da razão de equivalência, onde, também é possível observar que as temperatura intermediárias não encontram-se entre os limites da taxa de deformação.

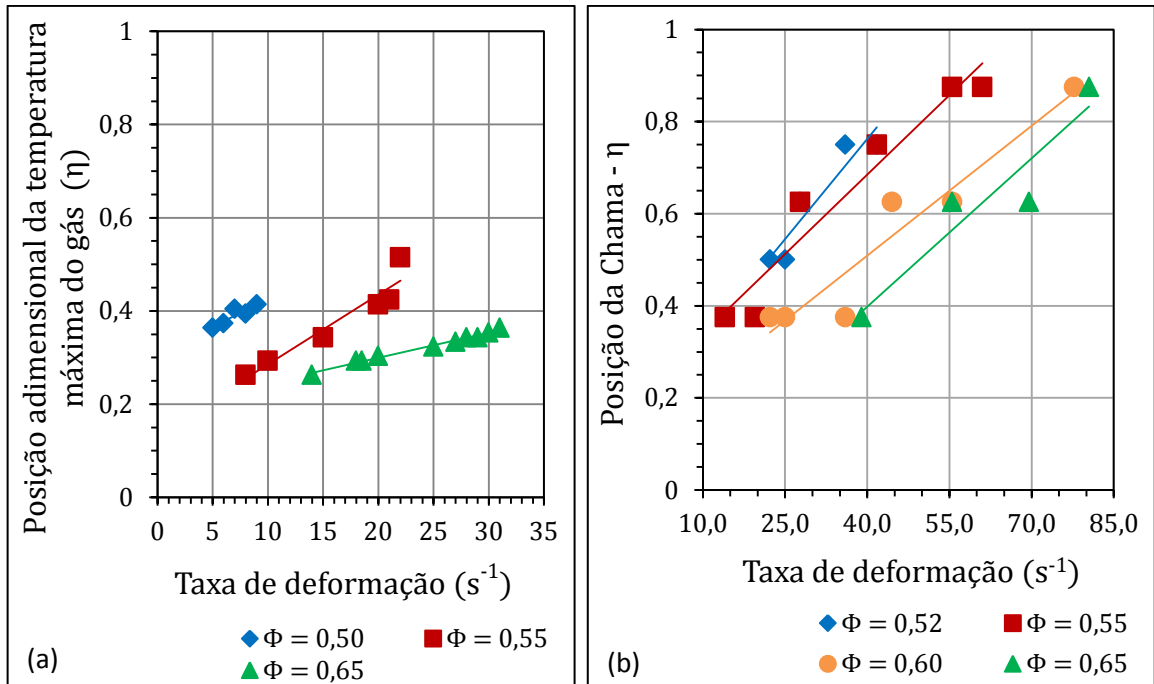


Figura 4.8 – Posição da chama em função da taxa de deformação. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais.

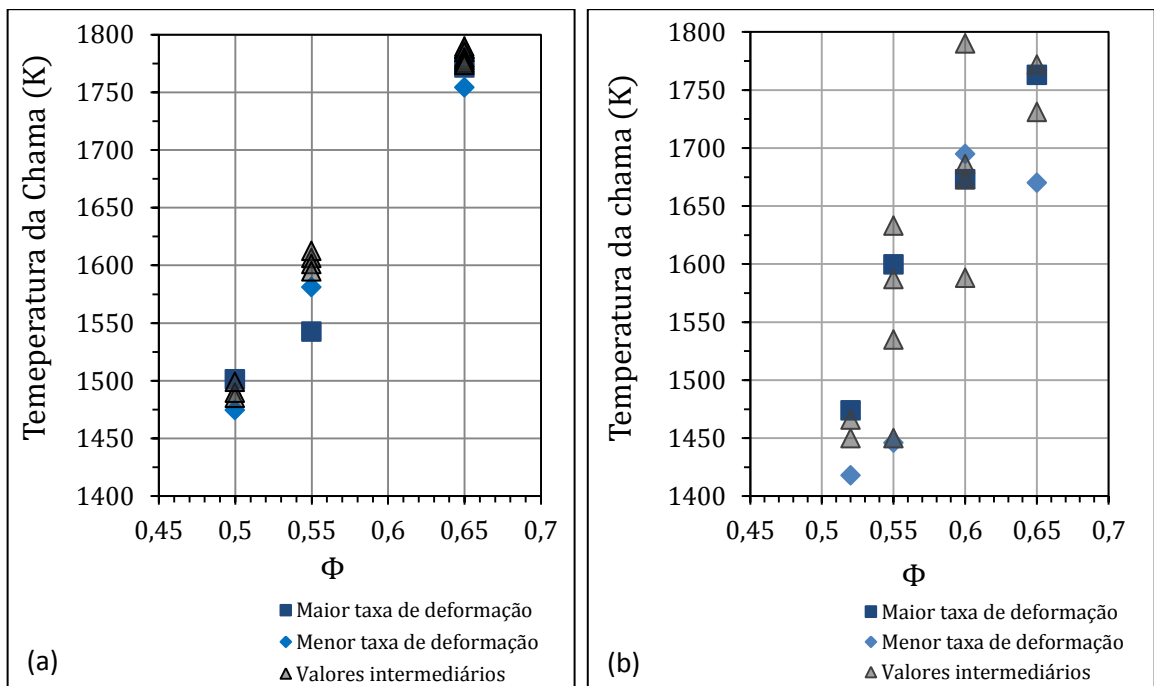


Figura 4.9 – Temperatura da chama em função da razão de equivalência. (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais.

Os resultados de temperatura em função da taxa de deformação são mostrados na Figura 4.10 (a). Para  $\Phi=0,55$  e  $\Phi = 0,65$  observa-se inicialmente um aumento da temperatura



com o aumento da taxa de deformação, todavia, após um limite ( $15 \text{ s}^{-1}$  e  $22,5 \text{ s}^{-1}$ ) elas apresentam uma queda da temperatura em função da taxa de deformação. Em  $\Phi = 0,50$  é possível verificar um aumento de temperatura até o limite da taxa de deformação de  $9 \text{ s}^{-1}$ . A Figura 4.10 (b) mostra os resultados experimentais obtidos. Não é possível verificar uma semelhança entre os resultados experimentais e os numéricos.

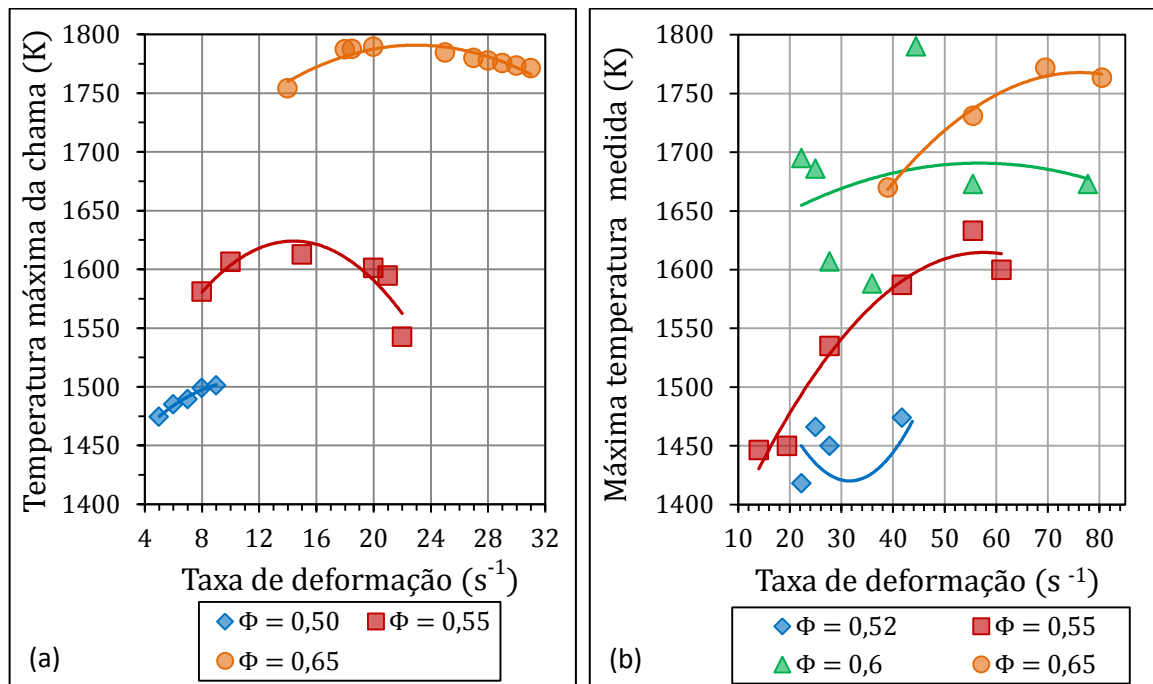


Figura 4.10 – Temperatura da chama em função da taxa de deformação (a) simulação numérica e (b) resultados experimentais;

A redução da temperatura de chama com o aumento da taxa de deformação é observada em chama livres com número de Lewis do combustível maior que 1 (Law, 2006). Neste caso define-se o número de Lewis como, Equação (4.11),

$$Le_F = \frac{\lambda_g}{\rho C_p D_{F,m}} \quad (4.11)$$

onde,  $D_{F,m}$  é a difusividade mássica do combustível. Este fenômeno ocorre, porque para chamas estabilizadas em um plano de estagnação, a taxa de deformação acarreta um efeito semelhante a uma perda de calor para chamas com  $Le_F > 1$ .

Em meios porosos tem-se sempre em um  $Le_F$  efetivo muito maior do que 1 dado que a condução de calor pela fase sólida é muito intensa. Nesse caso define-se o número de Lewis efetivo do meio poroso como,

$$Le_{F,ef} = Le_F \left[ 1 + \frac{\Gamma(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \right] \quad (4.12)$$

Uma análise da Equação (4.12), considerando as propriedades da Tabela 4.1 e uma condutividade térmica da mistura de gás igual a 0,063 W/mK, temos que  $Le_{F,ef} = 12,9Le_F$ . Assim, pode-se esperar o mesmo efeito, similar a uma perda de calor, o que reduziria a temperatura da chama. No entanto, os resultados numéricos mostram um crescimento da temperatura máxima da chama para as menores taxas de deformação em  $\Phi = 0,55$  e  $\Phi = 0,65$  e para toda a faixa de estabilidade de  $\Phi = 0,50$ .

A hipótese que se faz é que para baixas taxas de deformação o efeito dominante é o ganho do pré-aquecimento do gás com o deslocamento da chama dentro do meio poroso. Já para taxas de deformação maiores o efeito dominante é o da perda de calor induzida pela própria taxa de deformação. Nota-se que nos experimentos, a tendência geral foi a de crescimento da temperatura da chama com a taxa de deformação. Nesse caso, deve-se lembrar de que o queimador sofre grandes perdas de calor por radiação, porém, o aumento da temperatura é atribuído ao aumento de potência com as maiores velocidades de injeção e, assumindo que a chama tenha uma forma cônica, existe o efeito do pré-aquecimento maior dos gases pela transferência de calor da chama para os gases no centro do queimador.

#### 4.4 Conclusão parcial do modelo numérico

Um modelo numérico foi desenvolvido para avaliar o efeito de um plano de estagnação sobre chamas em meios porosos. Os resultados obtidos foram:

1. Os limites de velocidades decrescem com a diminuição da razão de equivalência, tendo uma menor faixa de estabilização de chama;
2. É possível, em uma análise qualitativa, verificar uma semelhança entre os resultados numéricos e experimentais para os limites de velocidade;
3. Nos resultados numéricos também não é possível obter uma ampla faixa da posição da chama para  $\Phi = 0,65$  mesmo com uma ampla faixa de velocidades.
4. As posições de chama para  $\Phi = 0,65$  no modelo numérico estão mais próximas da entrada dos reagentes, devido às maiores temperaturas de chamas alcançadas;
5. Para  $\Phi = 0,55$  as posições de chama são mais espaçadas mesmo com menor variação da velocidade de entrada;
6. Para  $\Phi = 0,52$  e  $\Phi = 0,65$  observa-se uma menor variação da posição da chama em relação à razão de equivalência. Os perfis de temperaturas da posição da chama em função da razão de equivalência mostram uma similaridade com os resultados experimentais obtidos;
7. A análise da posição de chama para  $\Phi = 0,65$  não apresenta ampla variação e é similar ao resultado experimentalmente, se comparada com a Figura 3.21.
8. As temperaturas nos intervalos intermediários são maiores que os resultados obtidos para as temperaturas na máxima taxa de deformação;

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

O presente trabalho trás um estudo de chamas em meios porosos estabilizadas por plano de estagnação. O efeito do plano de estagnação é impor uma certa taxa de deformação ao escoamento que por sua vez altera as características das chamas imersas em meios porosos.

Um queimador poroso com empacotamento de esferas de alumina de diâmetro médio de 6 mm com plano de estagnação foi desenvolvido. O queimador é subdividido em três partes: base com bocal de entrada, matriz porosa de esferas e plano de estagnação de isolante térmico. A velocidade de injeção controla a taxa de deformação do escoamento. Os principais resultados observados foram:

1. Não é possível afirmar que a taxa de deformação eleva a temperatura de chama;
2. Consegue-se obter uma faixa de estabilidade de chama com o queimador proposto;
3. A chama tende a estabilizar-se próximo ao plano de estagnação com velocidades de injeções maiores;
4. Para razões de equivalência elevadas uma menor variação da posição de chama é verificada.

Um modelo numérico simplificado foi construído com o uso do software comercial Fluent para estudar os efeitos da taxa de deformação do escoamento sobre chamas em meios porosos. Os principais resultados obtidos mostram que:

1. Na menor razão de equivalência observa-se um aumento de temperatura;
2. Para maiores razões de equivalência observa-se um aumento de temperatura com um posterior decréscimo;
3. As temperaturas crescem devido ao maior tempo de pré-aquecimento dos gases e o decréscimo é a perda de calor devido a taxa de deformação para  $Le_{F,ef} > 1$ .

## 5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Com as conclusões apresentadas no trabalho abrem-se novas possibilidades de pesquisa. Desta forma, pode-se sugerir os seguintes temas:

1. Estudar soluções para medir as temperaturas no interior de queimadores porosos, especialmente nas proximidades do plano de estagnação;
2. Medir o campo de temperaturas no interior do meio poroso para obter a forma geométrica aproximada da chama;
3. Estudar novas geometrias;
4. Aperfeiçoar o modelo numérico.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS - FLUENT. Theory Guide. Ansys Inc., 2013.

Bosschaart, J. K. **Analysis of the Heat Flux Method for Measuring Burning Velocities**. Technische Universiteit Eindhoven. Eindhoven, p. 139. 2002. (90-386-2744-0).

FERRO-CERAMIC GRINDING INC. Ferro-Ceramic Grinding Inc. **Ferro-Ceramic Grinding Inc.** Disponível em: <<http://www.ferroceramic.com>>. Acesso em: 12 Novembro 2014.

Francisco, R. W.; Hatanaka, R. L.; Oliveira, A. A. M.; Pereira, F. M. Analysis of a porous burner with an integrated heat exchanger and radial injection of the reactants., **Proceedings of the 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering**, Natal, 2011.

Fu, X.; Viskanta, R.; Gore, J. P. Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics., **Experimental Thermal and Fluid Science**, West Lafayette, p. 285-293, 1998.

Gonçalves, A. A. G. **Metrologia - Parte 1**. UFSC. [S.l.], p. 159. 2002.

Howell, J. R.; Hall, M. J.; Elizzey, J. L. Combustion of Hydrocarbon Fuels within Porous Inert Media, **Prog. Energy Combust. Sci.**, Austin, p. 121-145, 1996.

Hsu, P. F.; Matthews. The necessity of using detailed kinetics in models for premixed combustion within porous media., n. 93, p. 457-466, 1993.

Kamijo; T; Suzuki, Y.; Kasagi, N.; Okamasa, T. High-temperature micro catalytic combustor with Pd/nano-porous alumina., **Proceedings of the Combustion Institute.**, Tokyo, p. 3019-3026, 2009.

Kaviany, M. **Principles of heat transfer in porous media**. 2<sup>a</sup>. ed. [S.l.]: Springer New York, 1995.

Kazakov, A.; Frenklach, M. Reduced Reaction Sets based on GRI-Mech 1.2. **The Combustion Laboratory at the University of California**. Disponível em: <<http://www.me.berkeley.edu/drm/>>. Acesso em: 10 fev. 2015.

Khanna, V.; Goel, R.; Ellzey, J. Measurement of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner., **Combustion Science Technologies**, p. 133-142, 1994.

Kokubun, M. A. E.; Fachini, F. F. An analytical approach for a Hiemenz flow in a porous medium with heat exchange., **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, v. 54, p. 3613-3621, 2011.

Kokubun, M. A. E.; M. Pereira, F.; F. Fachini, F. Analytical study of stretched ultra-lean premixed flames within porous inert media., **Proceedings of the Combustion Institute** **34**, Porto Alegre, RS, p. 839-845, 2013.

Law, C. K. **Combustion Physics**. 1<sup>a</sup>. ed. New York: Cambridge University Press, 2006, p. 410-413.

Lim, I.-G.; Matthews, R. Predictions of NOX and CO emissions from porous media burners., **ASME PD**, p. 77-84, 1993.

Marbach, T.; Agrawal, A. Experimental study of surface and interior combustion using composite porous inert media. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 127, n. 2, p. 307-313, Abril 2005.

Mathis Jr, W.; Ellzey, J. Flame stabilization, operating range, and emissions for a methane/air porous burner., **Combustion Science Technologies**, p. 825-839, 2003.

Mujeebu, M. A.; Abdullah, M. Z.; Bakar, M. Z. A.; Mohamad, A. A.; Abdullah, M. K. Applications of porous media combustion technology – A review, **Applied Energy**, p. 1365-1375, 2009.

O'Hanlon, J. F. **A User's Guide to Vacuum Technology**. 3<sup>o</sup>. ed. New Jersey: Wiley - Interscience, 2003.

Pereira, F. M. **Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores poroso radiantes**. UFSC. Florianópolis, p. 86. 2002.

Pereira, F. M. **Estudo Analítico da Estrutura de Chamas Adiabáticas Pré-Misturadas em Meios Porosos Inertes e Desenvolvimento de um Modelo de Curvas de Nível para Simulações Numéricas.** UFSC. Florianópolis, p. 202. 2009.

Pickenäcker, O.; Pickenäcker, K.; Wawrzinek, K.; Trimis, D.; Pritzkow, W.; Müller, C.; al., E. Innovative ceramic materials for porous-medium burners., **Interceram**, p. 326-330, 1999.

Takeno, T.; Sato, K. An excess enthalpy flame theory., **Combustion Science Technologies**, p. 7-84, 1979.

Takeno, T.; Sato, K.; Hase, K. A theoretical study on an excess enthalpy flame., **18th Symposium on Combustion.**, p. 465-472, 1981.

Trimis, D.; Durst, F. Combustion in a porous medium – advances and applications., **Combustion Science and Technologies**, p. 153-168, 1996.

Zhu, D. L.; Egolfopoulos, F. N.; Law, C. K. **Experimental and numerical determination os laminar flame speeds of methane/ (Ar, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>) - air mixtures as function of stoichiometry, pressure and flame temperature.** 22th Synposium on Combustion/Combustion Institute. [S.l.]: [s.n.]. 1988. p. 1537-1545.



## APÊNDICE A – ANÁLISE DE ERROS DE MEDIÇÕES

A análise de erros de medições é realizada para as variáveis  $\Phi$  e  $a$ . Os cálculos levam em consideração os erros relativos às vazões dos gases, erros de altura do cesto e do bocal do injetor. O método proposto Gonçalves, 2002, onde, as expressões para incertezas utilizadas são,

$$u(\Phi) = \sqrt{\left(\frac{\rho_{GN}u(V_{GN})}{\rho_{ar}f_sV_{ar}}\right)^2 + \left(\frac{\rho_{GN}V_{GN}u(V_{ar})}{\rho_{ar}f_sV_{ar}^2}\right)^2}$$

$$u(a) = \sqrt{\left(\frac{4u(V_{GN})}{\pi D^2 L_T}\right)^2 + \left(\frac{4V_{GN}u(V_{ar})}{\pi D^2 L_T}\right)^2 + \left(\frac{4(V_{GN} + V_{ar})u(D)}{\pi D^3 L_T}\right)^2 + \left(\frac{4(V_{GN} + V_{ar})u(L_T)}{\pi D^2 L_T^2}\right)^2}$$

onde, V é a vazão volumétrica e D é o diâmetro do bocal.

Os percentuais de erros para  $\Phi$  e  $a$  são dados por,

$$E_{\Phi} = 100 \left(\frac{u(\Phi)}{\Phi}\right)$$

$$E_a = 100 \left(\frac{u(a)}{a}\right)$$

onde, E corresponde ao percentual de erro.

Os erros de medições consideram os erros dos controladores de vazão (0,6%), para o diâmetro do bocal do injetor de 0,01 mm, para a altura do cesto de  $\pm 1$  mm. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela A.1 que segue:

Tabela A.1 – Erros de medições

$\Phi$	<b>a</b>	$E_{\Phi}$ (%)	$E_a$ (%)	$u(\Phi)$ ( $\pm$ )	$u(a)$ ( $\pm s^{-1}$ )
0,65	22,25	0,40	3,33	0,003	0,74
0,65	39,00	0,40	3,32	0,003	1,30
0,65	55,50	0,40	3,34	0,003	1,85
0,65	69,50	0,40	3,33	0,003	2,31
0,65	80,50	0,40	3,34	0,003	2,69
0,60	22,25	0,40	3,33	0,002	0,74
0,60	25,00	0,40	3,33	0,002	0,83
0,60	36,00	0,40	3,34	0,002	1,20
0,60	44,50	0,40	3,33	0,002	1,48
0,60	55,50	0,40	3,34	0,002	1,85
0,60	77,75	0,40	3,33	0,002	2,59
0,55	14,00	0,40	3,31	0,002	0,46
0,55	19,50	0,40	3,32	0,002	0,65
0,55	27,75	0,40	3,34	0,002	0,93
0,55	41,75	0,40	3,33	0,002	1,39
0,55	55,50	0,40	3,34	0,002	1,85
0,55	61,00	0,40	3,34	0,002	2,04
0,52	22,25	0,40	3,33	0,002	0,74
0,52	25,00	0,40	3,33	0,002	0,83
0,52	27,75	0,40	3,34	0,002	0,93
0,52	36,00	0,40	3,34	0,002	1,20
0,52	41,75	0,40	3,33	0,002	1,39

## APÊNDICE B – ESTUDO DE MALHA

O estudo de malha realizado considera um queimador poroso unidimensional conforme mostra a Figura B.1, com o uso do software Fluent<sup>®</sup>. No lado esquerdo é a entrada dos reagentes a uma dada razão de equivalência ( $\Phi$ ), a uma temperatura inicial ( $T_i$ ) e a uma velocidade inicial ( $v_i$ ). Ao lado direito é a saída dos produtos da combustão. As paredes, conforme mostra a figura, são adiabáticas.

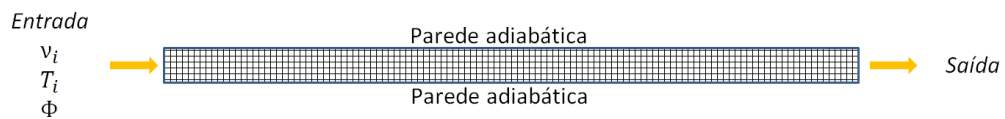


Figura B.1 – Queimador convencional unidimensional

Para os cálculos são realizadas as seguintes considerações:

1. Como combustível o metano (CH<sub>4</sub>);
2. É considerado escoamento laminar;
3. Estado estacionário;
4. Não é considerado a troca de calor por radiação no interior do meio poroso e nem as perdas por radiação para o meio externo;
5. É considerado condição de deslizamento nas paredes;
6. As paredes são definidas como sendo adiabáticas;
7. Não existe perdas de calor das extremidades para o meio exterior;

O modelamento matemático para a solução do estudo de malha é o mesmo utilizado nesta dissertação do Capítulo 4. O coeficiente de transferência de calor entre as fases,  $h_{gs}$ , Equação (4.10), é modelado a partir de uma correlação numérica, proposta por Fu et al., 1998, para um número de Nusselt volumétrico dada por  $Nu_v = CRe^m$ . O coeficiente  $C$  e o expoente

$m$  foram determinados empiricamente por Fu et al., 1998. O número de Reynolds é dado por  $Re = Ud_m/\nu$ , onde,  $U$  é a velocidade média no meio poroso,  $d_m$  é o diâmetro médio de poros e  $\mu$  é a viscosidade cinemática.

A matriz porosa considerada é uma espuma de cerâmica de cordierita com porosidade  $\varepsilon = 0,8$  e uma densidade linear de poroso de 20 PPC e as propriedades estão apresentados na tabela a seguir:

Tabela B.1 – Propriedades da espuma cerâmica de Cordierita

Variável	Unidade	Valor	Referência
Cond. térmica do sólido ( $\lambda_s$ )	W/m.K	3	FERRO-CERAMIC GRINDING INC.
Calor Específico ( $C_p$ )	J/kg.K	1.141	Kokubun et al., 2013
Densidade ( $\rho_s$ )	Kg/m <sup>3</sup>	2.600	FERRO-CERAMIC GRINDING INC.
$m$	-	0,146	Fu et al., 1998
$C$	-	0,83	Fu et al., 1998

Os cálculos consideram um mecanismo detalhado DRM19 proposto por Kazakov e Frenklach. As malhas testadas foram: 0,1 mm x 10 mm (1 ponto x 100 pontos), 0,05 mm x 10 mm (1 ponto x 200 pontos) e 0,025 mm x 10 mm (1 ponto x 400 pontos).

Os valores de entrada utilizados nas três malhas testadas são para  $v_i = 0,15$  m/s,  $T_i = 300$  K e  $\Phi = 0,55$ .

A Figura B.2 mostra os perfis de temperaturas dos resultados obtidos com as três malhas. É possível verificar que não há grande alteração na posição da chama com o maior refinamento da malha e, desta forma, foi obtado o uso da maior malha (1 ponto x 100 pontos) devido ao menor tempo de convergência.

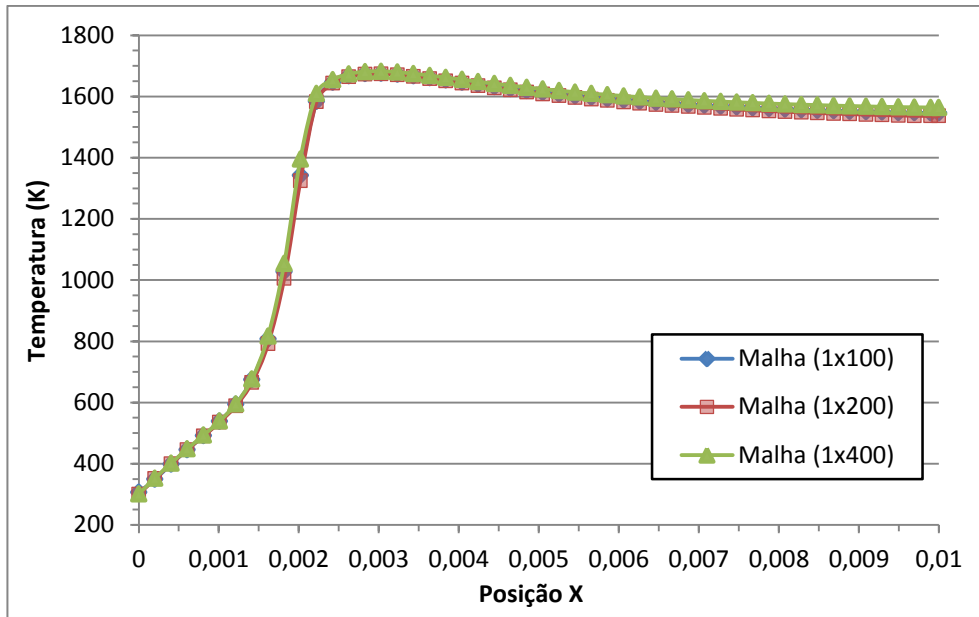


Figura B.2 – Perfis de temperatura para as diferentes malhas