UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM

JOSÉ ALEXANDRE DE CAMPOS

ESTUDO DE MISTURAS DE BIOGÁS COM EXCESSO DE CO₂ SOBRE À ESTABILIDADE DE CHAMA E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO DE UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE COM SISTEMA DE PRÉ-AQUECIMENTO DOS REAGENTES INTEGRADO

> JOINVILLE 2022

JOSÉ ALEXANDRE DE CAMPOS

ESTUDO DE MISTURAS DE BIOGÁS COM EXCESSO DE CO2 SOBRE À ESTABILIDADE DE CHAMA E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO DE UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE COM SISTEMA DE PRÉ-AQUECIMENTO **DOS REAGENTES INTEGRADO**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica -PPGEM, da Universidade do Estado de Santa Catarina – Udesc.

Orientador: Prof. Dr. Roberto W. Francisco Jr.

Ficha catalográfica elaborada pelo programa de geração automática da

Biblioteca Setorial do CCT/UDESC,

com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Campos, José Alexandre de

Estudo de misturas de biogás com excesso de co2 sobre à estabilidade de chama e eficiência de radiação de um queimador poroso radiante com sistema de pré-aquecimento dos reagentes integrado / José Alexandre de Campos. -- 2022.

79 p.

Orientador: Roberto Wolf Francisco Junior Dissertação (mestrado) -- Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2022.

 Queimador poroso radiante. 2. Pré-aquecimento dos reagentes. 3. Biocombustíveis. 4. Biogás. 5. Metano. I. Francisco Junior, Roberto Wolf. II. Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

JOSÉ ALEXANDRE DE CAMPOS

ESTUDO DE MISTURAS DE BIOGÁS COM EXCESSO DE CO₂ SOBRE À ESTABILIDADE DE CHAMA E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO DE UM QUEIMADOR POROSO RADIANTE COM SISTEMA DE PRÉ-AQUECIMENTO DOS REAGENTES INTEGRADO

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEM, da Universidade do Estado de Santa Catarina – Udesc. Orientador: Prof. Dr. Roberto W. Francisco Jr.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Roberto Wolf Francisco Jr. Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC/CCT (presidente/orientador)

Membros:

Profa. Dra. Talita Sauter Possamai Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC/Joinville

Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdansk Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC/CCT

Prof. Dr. Roberto Wolf Francisco Jr. Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC/CCT

Joinville, 21 de dezembro de 2022.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus pais, e a minha família pelo carinho e suporte nesta jornada.

E em especial ao meu professor orientador Dr. Roberto Wolf Francisco Jr, pelo apoio, companheirismo, me orientando com seu conhecimento, sem o qual este trabalho não seria concretizado.

E aos colegas de laboratório com os quais compartilhei bons momentos durante esse período de aprendizado.

Agradeço o apoio financeiro da Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina (FAPESC/Brasil - termos de outorga 2021TR1321, 2021TR1457 e 2021TR843), do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq/Brasil - processo número 427885 / 2018-3) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES - Código Financeiro 001).

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo avaliar de forma experimental e analítica o efeito do préaquecimento dos reagentes sobre a combustão do metano e do biogás e investigar como a composição química do biogás afeta o desempenho do queimador poroso radiante. Para esse fim foi desenvolvido um queimador poroso radiante com um recuperador de calor integrado, que consiste em um trocador de calor instalado na parte interna do corpo do queimador, com intuito de aproveitar o calor que seria perdido para o ambiente e utilizar parte deste para préaquecer os reagentes. Experimentalmente são avaliadas as condições de operação do queimador, os perfis de temperatura, a eficiência de radiação e os níveis de emissão de poluentes. Também foi desenvolvido um modelo analítico de resistências térmicas para o queimador, com objetivo de verificar como os parâmetro de geometria e construção podem afetar o seu desempenho. Dos resultados obtidos verificou-se que o pré-aquecimento dos reagentes aumenta a faixa de operação estável, com a mistura de biogás contendo 50% CH₄ e 50% CO₂ apresentando uma ampliação na faixa de operação estável, passando de 8,0 cm/s até 16,0 cm/s para 8,0 cm/s até 28 cm/s. O pré-aquecimentos dos reagentes também causa o aumento da temperatura média da região de combustão, e foi verificado que quanto maior a velocidade de chama, maiores são as diferenças de temperatura em relação a condição sem o pré-aquecimento dos reagentes, mas não foi observado ganhos significativos na eficiência de radiação para o queimador. Também foi observado que presença de CO2 no combustível tem um impacto negativo, reduzindo a faixa de operação estável do queimador, mas não foi observado um impacto significativo sobre a eficiência de radiação, que acabou apresentando resultados próximos aos obtidos com 100% CH4. De forma geral o queimador poroso apresentou níveis baixos de emissão de poluentes, com as emissões de NO_x extremamente baixas para a maioria das condições testadas. A solução analítica desenvolvida obteve resultados superestimados para a eficiência de radiação, mas com um comportamento coerente aos obtidos experimentalmente, sendo que o material utilizado para o isolamento do meio poroso teve uma influência maior sobre desempenho do queimador poroso com o trocador de calor integrado.

Palavras-chave: Queimador poroso radiante, Pré-aquecimento dos reagentes, biogás, biocombustíveis.

ABSTRACT

This work aims to evaluate experimentally and analytically the effect of preheating of reactants on methane and biogas combustion, and to investigate how the chemical composition of biogas affects the performance of the radiant porous burner. For this purpose, a porous radiant burner was developed with an integrated heat recovery system, which consists of a heat exchanger installed inside the burner body, to take advantage of the heat that would be lost to the environment and use part of it to pre heat the reactants. Experimentally, the burner operating conditions, temperature profiles, radiation efficiency and pollutant emission levels are evaluated. An analytical model of thermal resistances for the burner was also developed, in order to verify how the geometry and construction parameters can affect its performance. From the results obtained, it was verified that the preheating of the reagents increases the stable operating range, with the biogas mixture containing 50% CH4 and 50% CO2 showing an increase in the stable operating range, going from 8.0 cm/s up to 16.0 cm/s to 8.0 cm/s up to 28 cm/s. Preheating the reagents also increased the average temperature of the combustion region, and it was found that the higher the flame speed, the greater the temperature differences in relation to the condition without preheating the reagents, but no gains were observed. significant in the radiation efficiency for the burner. It was also observed that the presence of CO2 in the fuel has a negative impact, reducing the stable operating range of the burner. No significant impact was observed on the radiation efficiency, which ended up presenting results close to those obtained with 100% CH4. In general, the porous burner showed low levels of pollutant emissions, with extremely low NOx emissions for most of the tested conditions. The analytical solution developed obtained overestimated results for the radiation efficiency, but with a behavior consistent with those obtained experimentally, and the material used for the insulation of the porous medium had a greater influence on the performance of the porous burner with the integrated heat exchanger.

Keywords: Radiant porous burner, reactants preheating, biogas, biofuel.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama esquemático de um queimador poroso de duas camadas22
Figura 2 – Estruturas utilizadas como meios porosos: (a) esferas, (b) espumas, (c) honeycombs
e (d)estruturas lamelares24
Figura 3 - Queimadores porosos com pré-aquecimento: (a) Song et al (2017), (b) Vandadi,
Park e Kaviani (2013)
Figura 4 – Bancada com queimador poroso radiante utilizado nos experimentos34
Figura 5 - Diagrama esquemático do aparato experimental para análise do queimador35
Figura 6 - Vista em corte do queimador poroso utilizado no experimento
Figura 7 - Componentes do queimador: (a) Meios porosos e (b) trocador de calor36
Figura 8 - Queimador poroso radiante utilizado: (a) queimador pré-montado; (b) queimador
poroso em operação
Figura 9 - Imagens termográficas do experimento: (a) queimador em operação; (b) medição
de temperatura
Figura 10 - Limite superior de combustão: (a) superfície do queimador em teste – (b) chama
inicia o descolamento da superfície do queimador – (c) chama descolada da
superfície do queimador40
Figura 11 – Faixa de estabilidade de chama em função da concentração de CH ₄ , para $\phi = 0,5$.
Figura 12 – Faixa de estabilidade de chama em função da razão de equivalência, para 100%
CH4
Figura 13 – Perfis de temperatura para 100% CH ₄ , $\phi = 0,5$, pré-aquecido(vermelho) e sem
pré-aquecimento(azul)45
Figura 14 – Perfis de temperatura para os combustíveis a temperatura ambiente e as misturas:
$50 \% \text{ CH}_4 + 50 \% \text{ CO}_2 \text{ e } 35 \% \text{ CH}_4 + 65 \% \text{ CO}_2, \phi = 0.5$
Figura 15 – Efeito da concentração de CO ₂ sobre o perfil de temperatura para ϕ = 0,5 e
velocidade de chama de 12 cm/s47
Figura 16 - Efeito do pré-aquecimento do ar sobre os perfis de temperaturas para os
combustíveis: 50% CH ₄ + 50% CO ₂ , para ϕ = 0,5
Figura 17 – Efeito do pré-aquecimento do ar sobre 50 % CH ₄ + 50 % CO ₂ e 100 % CH ₄ , para
$\phi = 0.5 \text{ e } u_{ch} = 12 \text{ cm/s.}$
Figura 18 – Temperaturas na superfície do queimador poroso

Figura 19 – Imagens termográficas da superfície do queimador para mistura 50% CH ₄ + 50%	
CO ₂ , $\phi = 0.5$ (a) $u_{ch} = 8$ cm/s (b) $u_{ch} = 28$ cm/s	1
Figura 20 – Avaliação do pré-aquecimento de ar sobre a eficiência de radiação para $\phi = 0.5.5$	2
Figura 21 - Efeito da concentração de metano no combustível sobre a eficiência de radiação 5	3
Figura 22 - Avaliação do pré-aquecimento de ar sobre a eficiência de radiação para $\phi = 0,5.5$	4
Figura 23 - Efeito da razão de equivalência sobre a eficiência de radiação5	4
Figura 24 – Índice de emissão de CO: (a) em função da concentração CO ₂ , para $\phi = 0,5$; (b)	
em função da razão de equivalência5	5
Figura 25 – Índice de emissão de NOx: (a) em função da concentração CO ₂ , para $\phi = 0,5$; (b)	
em função da razão de equivalência5	6
Figura 26 – Diagrama esquemático do volume de controle aplicado a um queimador poroso.	
	7
Figura 27 – Circuito térmico do modelo analítico sem trocador de calor	0
Figura 28 - Diagrama esquemático do volume de controle aplicado a um queimador poroso	
com o trocador de calor integrado6	2
Figura 29 – Diagrama do circuito térmico do modelo analítico com trocador de calor6	3
Figura 30 – Validação do modelo analítico, eficiência de radiação em função da velocidade d	e
chama para diferentes misturas de combustíveis – (a) modelo com pré-	
aquecimento; (b) modelo sem pré-aquecimento6	5
Figura 31 – Validação do modelo analítico, eficiência de radiação em função da velocidade d	e
chama para diferentes razões de equivalência – (a) modelo com pré-aquecimento;	
(b) modelo sem pré-aquecimento6	6
Figura 32 – Análise da influência da variação do diâmetro da espira sobre o desempenho do	
queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio poroso e	
temperatura na saída do trocador de calor; (c) calor perdido pela lateral do	
queimador	8
Figura 33 – Análise da influência da variação do diâmetro do tubo do trocador de calor sobre	
o desempenho do queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio	
poroso e temperatura na saída do trocador de calor; (c) Calor perdido pela lateral d	0
queimador	9
Figura 34 – Análise da influência da variação do diâmetro do tubo do trocador de calor sobre	
o desempenho do queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio	
poroso e temperatura na saída do trocador de calor; (c) calor perdido pela lateral do)
queimador7	1

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo principais informações obtidas dos trabalhos presentes na literatura	33
Tabela 2 – Incerteza de medição dos componentes do aparato experimental	37
Tabela 3 – Incerteza de medição TESTO 350	38
Tabela 4 – Incerteza de medição máximas calculadas	41
Tabela 5 – Condições dos testes realizados, propriedade dos combustíveis	42
Tabela 6 – Temperaturas do ar na entrada e saída do trocador de calor e temperaturas dos	
reagentes	48
Tabela 7 - Temperatura de chama adiabática para a temperatura de pré-aquecimento e	
potência fornecida, para $\phi = 0,5$	49

LISTA DE SIMBOLOS

В	coeficiente de expansão volumétrica térmica	$[K^{-1}]$
Е	emissividade do material	
η	eficiência	
ρ	densidade	[kg/m³]
φ	razão de equivalência	-
λ	razão de excesso de ar	
σ	constante de Stefan-Boltzmann	$[W/m^2k^4]$
μ	viscosidade	[kg/sm]
v	viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
А	área transversal do queimador	[m ²]
\bar{c}_n	calor específico	[J/kgK]
Ć	combustível	
D	diâmetro	[m]
f	fator de atrito	[]
FR	fluxo de energia liberado no processo de combustão	[W/m ²]
Gru	Número de Grashof	[,,,]
h	entalpia por unidade massa	[kJ/kø]
Н	entalpia	[kJ]
\overline{h}	coeficiente de convecção médio	[W/m ² K]
k	condutividade térmica	[W/mK]
m	massa	[kg]
m m	vazão mássica	[kg/s]
MW	massa molecular	[rg/mol]
Nu	Número de Nusselt	[8/1101]
PC	poder calorífico	[k]/ko]
PCI	poder calorífico inferior	[kJ/kg]
PCS	poder calorífico superior	[kJ/kg]
nni	poros por polegada	[10, 16]
Pr	número de Prandtl	
Orad	calor emitido por radiação	[W]
Ó.	fluxo de calor	[W/m ²]
R	resistência térmica	[,,,,,,,]
Ra	número de Rayleight	
S	velocidade de chama	[m/s]
	carga térmica	[W]
T	temperatura	[K]
I Ilch	velocidade de chama	[m/s]
UM	incerteza de medição	
ν.	vazão	[m ³ /s]
ν ΙλΖ	trabalho	[W]
subser	itas	["
at	atual	
comb	combustível	
ent	entrada	
ea	equivalente	
est	estequiométrico	
i	indice	
prod	produtos	
reag	reagentes	
sai	saída	
sa	superfície do queimador	
3,4	supermere do queminador	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	17
2.1.1	Análise da reação química	17
2.1.2	Razão de equivalência	18
2.1.3	Velocidade de chama	19
2.1.4	Estabilidade de chama	20
2.1.5	Carga térmica	21
2.2	QUEIMADOR POROSO RADIANTE	21
2.2.1	Meios porosos	23
2.2.2	Características da combustão de um queimador poroso	26
2.2.3	Preaquecimento dos reagentes	29
2.2.4	Eficiência de radiação	30
2.2.5	Emissão de poluentes	31
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	
3.1	BANCADA DE TESTES	34
3.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	
3.3	INCERTEZA DE MEDIÇÃO	41
4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	42
4.1	ESTABILIDADE DE CHAMA	42
4.2	PERFIS DE TEMPERATURA	45
4.3	EFEITOS DO PREAQUECIMENTO DA MISTURA DE AR-COMBUS	ГÍVEL 48
4.4	TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO	50
4.5	EMISSÕES DE POLUENTES	55
5	MODELO ANALÍTICO DE RESISTÊNCIAS TÉRMICAS	57
5.1	MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO SEM O TROCAI DE CALOR	DOR 57
5.2	MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO COM O TROCA DE CALOR	DOR 62
5.3	RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO	65
5.4	ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DA ESPIRA DO TROC. DE CALOR	ADOR 67

	REFERÊNCIAS	75
6	CONCLUSÕES	72
5.0	TÉRMICO	70
FC	ANÁLISE DA INELIÊNCIA DO MATEDIAL DE ISOLAMENTO	07
5.5	ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO INTERNO DO TUBO I TROCADOR DE CALOR	00

1 INTRODUÇÃO

Nos tempos atuais, há uma grande demanda para a busca de novas fontes de energia, que sejam preferencialmente de origem renovável e que possam reaproveitar rejeitos e subprodutos das atividades humanas, resultando em menor impacto ambiental durante sua extração e aplicação.

Isto é visível com o número crescente de pesquisas publicadas, que visam a geração, a formação, o aproveitamento, e uso de combustíveis provenientes de fontes renováveis de energia. Entre os principais combustíveis estudados pode-se destacar o bioetanol, o biodiesel, e os gases de baixo poder calorifico, como gases de síntese e biogás, sendo este último o combustível que será utilizado no presente trabalho.

O interesse no estudo do biogás está na quantidade de granjas existentes na região sul do Brasil e na capacidade de produção deste combustível, sendo que algumas delas já produzem biogás para geração de energia elétrica, visando redução do custo de operação. A produção do biogás é realizada por meio da fermentação anaeróbia de matéria orgânica, porém, devido a isso sua composição química pode variar de acordo com o insumo de origem. De acordo com Devi *et al.* (2020), o biogás é primariamente composto por metano (CH₄) e dióxido de carbono (CO₂), contendo outras espécies químicas com concentrações muito baixas, como nitrogênio (N₂), sulfeto de hidrogênio (H₂S), monóxido de carbono (CO), amônia (NH₃), hidrogênio (H₂), vapor de água, pó e siloxanos. Segundo Wei *et at.* (2019), devido à alta concentração de CO₂ o biogás pode ser classificado como combustível de baixo poder calorifico.

Além do estudo de novos tipos de combustíveis, outro campo com grande importância são as pesquisas relacionadas ao desenvolvimento de novos equipamentos, visando tornar os sistemas de combustão mais eficientes, reduzindo o consumo de combustível e as emissões de poluentes.

Neste contexto os queimadores porosos radiantes representam uma tecnologia bastante promissora. Os trabalhos apresentados por Mujeebu *et al.* (2009b), Banerjee e Paul (2021) e Gharehghani et al. (2021) indicam um número crescente de pesquisas e artigos publicados envolvendo o uso de combustíveis renováveis em queimadores porosos para as mais diversas aplicações, onde pode-se citar: aquecedores de ar e água, fogões e fornos para uso doméstico e industrial, geração de hidrogênio e gases de síntese para aplicações em turbinas e motores de combustão interna, visando a geração de energia elétrica.

Desta forma, este trabalho irá investigar não apenas o uso de combustíveis renováveis em queimadores porosos para aplicações residenciais e industriais, mas também o efeito da geometria do queimador, buscando assim um equipamento mais eficiente e com menores índices de poluição.

O biocombustível selecionado para o desenvolvimento do trabalho é o biogás, composto basicamente por metano (CH₄) e dióxido de carbono (CO₂). Contudo, no processo de produção do biogás a composição da mistura resultante pode variar fortemente, influenciando na eficiência térmica do sistema e nas emissões de poluentes. A configuração do queimador poroso proposto no presente trabalho incluirá um sistema de recuperação de energia, mediante a utilização de um trocador de calor envolta do meio poroso, com o objetivo de pré-aquecer a mistura reagente, reduzindo as perdas para o ambiente e elevando a eficiência térmica do equipamento.

Ainda, existem poucos estudos disponíveis na literatura envolvendo o pré-aquecimento dos reagentes, mas resultados obtidos por Vandadi, Park e Kaviani (2013), Song et al. (2017) e Wang et al. (2019), indicam que o preaquecimento tem um efeito positivo sobre o desempenho do queimador poroso. As principais vantagens apontadas são: ampliação da faixa de operação estável; possibilidade de trabalhar com razões de equivalência mais baixas; menores índices de emissões de poluentes e maior eficiência de radiação.

Assim, seguem os objetivos geral e específicos do trabalho.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral do presente trabalho é avaliar experimentalmente e analiticamente a queima de biocombustíveis utilizando um queimador poroso radiante acoplado com recuperador de calor. Este recuperador será constituído por uma serpentina instalada na lateral do queimador, permitindo assim pré-aquecer os reagentes por meio do aproveitamento do calor perdido pelas paredes para o ambiente externo.

Os objetivos específicos são:

• Desenvolver e construir um queimador poroso para queima de combustíveis gasosos;

• Instalar um trocador de calor ao junto a superfície lateral interna do corpo do queimador, com intuito de recuperar parte do calor que será perdido pelas laterais para o ambiente, para pré-aquecer o ar reagente;

• Avaliar o efeito da composição do combustível e do pré-aquecimento dos reagentes no desempenho do queimador poroso;

• Identificar os pontos de operação que apresentam maiores eficiências de radiação;

• Avaliar os níveis de emissão de poluentes do queimador de acordo com as condições de operação;

• Desenvolver um modelo analítico capaz de prever o comportamento térmico do queimador em função da geometria, na combustão de misturas combustíveis gasosas.

Os principais parâmetros de desempenho avaliados serão a faixa de estabilidade, a eficiência de radiação e as emissões de poluentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresentará alguns conceitos fundamentais, necessários para a compreensão da combustão em meios porosos, e o estado da arte sobre os queimadores porosos radiantes.

2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1.1 Análise da reação química

O primeiro passo a ser realizado, depois de definido o combustível que será utilizado, é o cálculo da reação global estequiométrica. Na reação de combustão estequiométrica a quantidade de oxidante presente na mistura reagente é aquela necessária para a combustão completa de todo combustível, formando apenas CO₂, H₂O e N₂. Para a combustão de hidrocarbonetos, a reação global estequiométrica pode ser representada da seguinte forma (Turns, 2012),

$$C_x H_y + \alpha (O_2 + 3,76N_2) \to x CO_2 + \left(\frac{y}{2}\right) H_2 O + 3,76\alpha N_2$$
 (1)

onde *x* é o número de mols de carbono, *y* é o número de mols de hidrogênio e α é o número de mols de ar. Nessa equação o ar é apresentado de forma simplificada, considerando a composição de 21% de O₂ e 79% de N₂, que é a origem do valor de 3,76 que multiplica o N₂.

A Equação (1) é considerada global pois apresenta apenas as quantidades iniciais de reagentes e produtos da combustão, porém, no processo da combustão uma série de reações parciais ocorrem, cada uma com uma função diferente, e dependente da temperatura e pressão durante do processo, com energia de ativação específica.

De acordo com Turns (2012), existem reações de cadeia e reações de quebra de cadeia. Reações de cadeia envolve a reação de dois radicais que formam um outro radical, e este novo radical reage produzindo outro radical sucessivamente, realizando uma série de reações em cadeia, uma na sequência da outra, até que se forma uma espécie química estável que quebra a cadeia de reações. Já a reação de quebra de cadeia, é uma reação que a partir do consumo de apenas um radical, forma dois radicais, por exemplo a reação O + H2O \rightarrow OH + OH. Devido à complexidade dessas reações químicas, pesquisadores e empresas criam mecanismos de reações químicas de acordo com combustível a ser utilizado. Um dos mais comumente citados em pesquisas que envolvem a combustão do metano é o *GRIMech 3.0*. Outros exemplos são o *San Diego*, desenvolvido pela universidade de San Diego, e o *AramcoMech 2.0*, desenvolvido pela empresa de petróleo saudita Aramco. Esses mecanismos de cinética química são utilizados em conjunto com softwares como o *ANSYS Chemkin* e o *CANTERA* para avaliar a reação de combustão de diversos tipos de combustíveis em diferentes condições de operação.

A utilização destes mecanismos permite uma melhor análise do processo de combustão, identificando quais reações são mais significativas para uma determinada fase do processo de combustão e, permitindo assim, estimar quais as espécies químicas que estão presentes na zona de reação e como isso pode afetar a reação de combustão e o desempenho do queimador. Os trabalhos realizados por Arrieta et al. (2017), Keramiotis (2015), Stelner et al. (2015), Maznoy (2021) são exemplos de como essas ferramentas podem ser úteis para uma análise mais aprofundada da reação de combustão.

2.1.2 Razão de equivalência

A razão de equivalência, conforme Turns (2012), é determinada a partir da relação entre a razão ar e combustível presente nos reagentes. A razão ar/combustível estequiométrica é uma condição de referência na qual a quantidade de oxidante presente na mistura reagente é aquela necessária para a queima de todo combustível.

Ao se conhecer a quantidade de mols de ar que são necessários para realizar a combustão completa do combustível, é possível determinar a razão de ar/combustível estequiométrica (*est*), de acordo com a Equação (2) (Turns, 2012),

$$\left(\frac{Ar}{C}\right)_{est} = \left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{est} = \frac{4,76\alpha}{1} \frac{MW_{ar}}{MW_{comb}},\tag{2}$$

onde *C* é o combustível, *m* é a massa em [kg], *MW* é a massa molecular em [kg] e os subscritos *comb* e *ar* são o combustível e ar. A partir desta razão pode-se definir a razão de equivalência como,

$$\phi = \frac{\left(\frac{Ar}{C}\right)_{est}}{\left(\frac{Ar}{C}\right)_{at}} = \frac{\left(\frac{C}{Ar}\right)_{at}}{\left(\frac{C}{Ar}\right)_{est}},\tag{3}$$

onde ϕ é a razão de equivalência e o subscrito *at* representa a razão de equivalência aplicada no experimento. A Equação (3) também poder ser representada em função da vazão mássica, conforme apresentado na Equação (4),

$$\phi = \frac{(\dot{m}_{comb}/\dot{m}_{ar})_{at}}{(\dot{m}_{comb}/\dot{m}_{ar})_{est}},\tag{4}$$

onde ϕ é a razão de equivalência, \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e \dot{m}_{ar} é vazão mássica de ar. Desta forma, partir da razão ar combustível é possível quantificar se uma mistura dos reagentes é pobre, estequiométrica ou rica.

Estequiométrica significa que a razão de equivalência é igual 1, ou seja, a mistura ar combustível fornecida no momento é igual a razão ar combustível estequiométrica. Para uma mistura pobre, $\phi < 1$, a reação de combustão ocorre com excesso de ar, sendo fornecido para a reação mais ar do que o necessário para consumir todo o combustível. Já para a mistura rica a razão de equivalência é maior do que 1 ($\phi > 1$), neste caso existe um excesso de combustível presente nos reagentes.

Análoga a razão de equivalência, a mistura ar/combustível pode ser avaliada pela razão de excesso de ar, representada por λ . Neste caso ocorre o inverso, ou seja, $\lambda > 1$ representa condição de excesso de ar (mistura pobre), enquanto que $\lambda < 1$ representa excesso de combustível, mistura rica.

A razão de equivalência é um dos parâmetros mais importantes da reação de combustão, e que exerce grande influência sobre as temperaturas e o desempenho do queimador poroso. A partir desta razão é possível determinar os parâmetros de entrada do experimento, fluxos de ar e combustível, e os parâmetro que serão utilizados para avaliar o desempenho do queimador, como velocidade de chama e carga térmica.

2.1.3 Velocidade de chama

Turns (2012) afirma que chama é uma propagação auto-sustentável de uma zona de combustão localizada, em velocidades subsônicas. Ou seja, a chama ocupa uma pequena região

do espaço, preenchido pelos reagentes e os produtos de combustão, sendo que por se movimentar em velocidades subsônicas também pode ser chamada de deflagração.

Segundo Turns (2012), pode se definir a velocidade de chama como a velocidade dos gases não queimados. Estabelecendo um ponto de referência na zona de combustão, um observador posicionado sobre a chama terá percepção de que os gases não queimados se aproximam a uma certa velocidade, chamada de velocidade de chama, denominada como S_L .

Conforme Gao (2012), para uma chama plana e unidimensional, a velocidade de chama (S_L) pode ser calculada a partir da razão entre a vazão volumétrica dos reagentes (\dot{V}) e a área transversal do queimador (A), conforme a Equação (5),

$$S_L = \frac{\dot{V}}{A} \tag{5}$$

2.1.4 Estabilidade de chama

De acordo com Wood e Harris (2008), para o processo de combustão ser estável deve haver um equilíbrio entre o calor gerado pela reação de combustão, o fenômeno de recirculação de calor e as perdas de calor. Quando este equilíbrio é atingido pode se afirmar que a velocidade de chama é igual, em módulo, a velocidade do fluxo dos reagentes não queimados que alimentam a reação de combustão.

A relação entre a velocidade do fluxo dos reagentes em relação a velocidade de chama é o que determina o deslocamento da zona de reação no processo de combustão. Gao et al. (2014b) comenta que os limites de estabilidade de chama são definidos de acordo com a menor e a maior velocidade de chama para uma determinada razão de equivalência com a qual a chama consegue se auto-sustentar. Dessa forma, existem dois limites de estabilidade de chama, inferior e superior.

O limite inferior é chamado em inglês de *flashback limit*, de acordo com Gao et al. (2014b), é a velocidade mínima com a qual a chama consegue se sustentar dentro meio poroso. O limite superior, *blowout limit* ou *liftoff limit*, dependendo do autor, a chama se desloca para a superfície do queimador poroso e inicia um processo de descolamento da chama na superfície de saída do queimador, deflagrando-se para fora do queimador, o que pode levar a sua extinção.

2.1.5 Carga térmica

Como mostrado por Francisco et al. (2010), Devi (2020), e Habib et al. (2021), a carga térmica, S_R [W], ou potência térmica fornecida ao queimador, pode ser calculada de acordo com a equação,

$$S_R = \dot{m}_{comb} \, x \, PCI \tag{6}$$

onde o termo *PCI* [kJ/kg] representa o poder calorifico inferior do combustível. Com a carga térmica pode-se calcular também o fluxo de energia liberado no processo de combustão, Fr [W/m²], como mostrado por Ghorashi *et al.* (2018),

$$F_R = \frac{S_R}{A} = \frac{\dot{m}_{comb} \ x \ PCI}{A} \tag{7}$$

Segundo Turns (2012), o poder calorifico do combustível tem o mesmo valor da entalpia de reação, apenas com o sinal trocado. O poder calorifico inferior, *PCI*, é determinado considerando que a água presente nos produtos da combustão está completamente na forma de vapor, já na determinação do poder calorifico superior, *PCS*, considera-se que toda água presente nos produtos sofra condensação, dessa forma o *PCS* apresenta valores mais elevados do que o *PCI*. A entalpia de reação é calculada de acordo com a Equação (8),

$$PC = -\Delta h_R = h_{reag} - h_{prod} , \qquad (8)$$

Onde o termo *PC* [kJ/kg] representa o pode calorifico, Δh_R [kJ/kg] a variação da entalpia de combustão, *h* [kJ/kg] a entalpia e os subscritos, *reag* e *prod* os reagentes e produtos, respectivamente.

2.2 QUEIMADOR POROSO RADIANTE

O queimador poroso radiante é um equipamento bastante promissor para geração de energia térmica, pois apresenta baixos níveis de emissões de poluentes e elevada eficiência de radiação. De acordo com Chalia *et al.* (2021), a melhora do desempenho do queimador poroso

é resultado da presença do meio poroso, que facilita a reação de combustão da mistura de reagente.

A combustão em meio poroso tem como principal característica o efeito da recirculação de calor, no qual parte do calor gerado pela reação de combustão é transferido para a mistura reagente, resultando no seu pré-aquecimento antes de atingir a zona de reação.

De acordo com Barra e Ellzey (2004), o efeito de recirculação de calor segue o seguinte processo: inicialmente, o calor oriundo da combustão aquece a matriz porosa na região próxima a zona de reação, que por sua vez transfere calor por condução, convecção e radiação para o restante do meio poroso. Esta transferência de calor ocorre por radiação sólido-sólido, devido as porosidades, por condução no meio sólido e por convecção entre a mistura gasosa e o sólido. Desta forma, a estrutura sólida ao aquecer transfere parte deste calor para os gases reagentes que estão a montante do fluxo, antes que estes atinjam a região de combustão, pré-aquecendo a mistura ar-combustível até que a temperatura de ignição seja atingida.

Esse pré-aquecimento resulta em temperaturas de chama superiores a temperatura de chama adiabática, na zona de reação. Segundo Okawa *et al.* (2021), a temperatura de chama adiabática pode ser definida como a temperatura máxima que uma determinada reação de combustão pode atingir, na qual todo o calor gerado pela reação química é liberado nos produtos de combustão, sem que ocorra perdas de calor para ambiente. No queimador poroso a temperatura torna-se superior a de chama adiabática devido ao processo de recirculação de calor, que eleva a energia do reagentes antes de atingirem a frente de chama (Banerjee e Paul, 2021).





Na Figura 1 é apresentado um queimador poroso radiante de duas camadas típico. As duas camadas ou regiões do queimador podem ser identificadas como: região de préaquecimento, na qual os reagentes fornecidos ao queimador são preaquecidos, destacada em azul e também caracterizada por ter meios porosos com menor diâmetro médio de poro; e a região de combustão, em laranja, com uma porosidade maior.

A interface na qual ocorre a mudança de porosidade, indicada na Figura 1, tem efeito de reter a chama, e pode ser chamada de acordo com Gao et al. (2013), de armadilha de chama. Nessa transição a propagação da região de combustão é dificultada, o que aumenta a segurança do queimador e diminui a possibilidade de *flashback*.

Na Figura 1 também é possível visualizar outro aspecto importante, o efeito da recirculação de calor, onde o calor é extraído da região de combustão, pelos três modos de transferência de calor, e transferido em direção a base, a superfície radiante e para as laterais, que compõe o volume do queimador.

Banerjee e Paul (2021) e Gharehghani *et al.* (2021) listam as seguintes vantagens que um queimador poroso oferece sobre um queimador convencional:

- O meio poroso apresenta uma elevada área superficial, o que gera uma transferência de calor eficiente entre as fases gasosa e sólida;
- Velocidades de combustão mais elevadas, devido as propriedades de transporte de calor melhoradas, o que permite construir um sistema de combustão mais compacto;
- O meio poroso favorece uma reação de combustão estável mesmo em condições que ocorram variações na potência térmica fornecida ou na razão de equivalência da mistura;

2.2.1 Meios porosos

Chalia *et al.* (2021), afirma que o material do meio poroso exerce um papel significativo sobre o desempenho e a eficiência do queimador, e deve possuir características como a refratariedade, que é a capacidade de trabalhar em altas temperaturas por períodos prolongados de tempos, baixa condutividade térmica, resistência a corrosão, choque térmico e expansão térmica.

Para a confecção dos meios porosos podem ser utilizados diferentes tipos de materiais, dentre os cerâmicos, se destaca o carbeto de silício (SiC), a alumina, (AL₂O₃) e a zircônia (ZrO₂). Existem também meios porosos construídos com materiais metálicos como ligas de Fe-Cr e ligas de aço inox entre outros. Chalia *et al.* (2021) comenta que os materiais metálicos por possuírem condutividade térmica mais elevadas, e serem a mais suscetíveis a expansão térmica, possuem uma tendência maior de experimentar mudança estruturais ao operar em temperaturas elevadas por períodos longos. De acordo com Sinha e Muthukumar (2019), os meios porosos podem assumir diferentes formas, como: de esferas, estruturas lamelares, espumas e estruturas do tipo *honeycomb*. A Figura 2 apresenta algumas imagens de meios poroso utilizados em sistemas de combustão.

Figura 2 – Estruturas utilizadas como meios porosos: (a) esferas, (b) espumas, (c) honeycombs e(d) estruturas lamelares.



Fonte: Adaptado Sinha e Muthukumar (2019, p. 5064)

Yi *et al.* (2014) fez uma investigação numérica sobre o efeito que a presença de um meio poroso tem sobre a mecânica da mistura dos reagentes, e foi verificado que a presença do meio poroso melhora a forma como os reagentes são misturados. Sem a matriz porosa o mecanismo da mistura dos reagentes é a difusão molecular, que acaba sendo menos efetiva que a dispersão mássica, e que ser dominante quando o meio poroso é adicionado ao combustor. O que possibilita a criação de sistemas de combustão mais compactos.

Gao *et al.* (2014a) compara diferentes tipos de meios porosos, *honeycombs*, espumas e esferas, todos estes de Al₂O₃, com porosidades de 80%, 82% e 52%, respectivamente. Foi observado que a espuma apresentou uma faixa maior de estabilidade de chama, embora as esferas atingiram um limite de estabilidade inferior menor. A estrutura do tipo *honeycomb* apresentou a menor faixa de estabilidade. A espuma por um caminho mais complexo ao fluxo dos gases, promove uma melhor recirculação de calor, resultando em temperatura mais elevada para os reagentes e facilitando assim a estabilização da chama.

Em um segundo estudo, Gao *et al.* (2014b) fez a análise dos efeitos de diferentes tipos de materiais, onde utilizou três composições cerâmicas: SiC, AL₂O₃ e ZrO₂, e um meio poroso feito de uma liga metálica de FeCrAl. Foi observado que os materiais com uma condutividade térmica mais elevada possuem um faixa de estabilidade de chama maior, assim o meio poroso constituído pela liga metálica FeCrAl, apresentou a maior faixa de estabilidade, seguido de

perto pelo meio poroso composto por SiC. Os meios porosos constituídos de Al₂O₃ e ZrO₂ apresentaram resultados similares. Em uma análise com meios porosos constituídos dos mesmos materiais cerâmicos, Sinha e Muthukumar (2019) obtiveram resultados semelhantes, no qual o meio poroso de SiC obteve o melhor desempenho, seguido do meio poroso constituído de ZrO₂, com o Al₂O₃ apresentando a menor faixa de estabilidade.

Esses resultados mostram que a presença do meio poroso e o tipo de material que o constitui exerce influência sobre o perfil de temperatura do queimador. Gao *et al.* (2014b) comenta que, materiais de maior condutividade térmica facilitam o deslocamento da região de combustão em direção a montante do fluxo de gases, aprimorando a transferência de calor para a zona de preaquecimento dos reagentes.

Ao analisar a influência que a porosidade do meio poroso tem sobre a combustão, Gao *et al.* (2014b) verificou que quanto maior a densidade de poros presente na matriz menor é a faixa com a qual o queimador poroso opera de forma estável, o que é atribuído a um aumento no coeficiente de extinção, número de Peclet, e a uma piora no preaquecimento dos reagentes.

Em relação as emissões, os testes realizados por Gao *et al.* (2014b) não indicam relação entre a condutividade térmica e a emissão de monóxido de carbono. A presença de hidrocarbonetos nos produtos da combustão foi praticamente constante para os meios porosos de Al2O3, ZrO2 e FeCrAl, independente da velocidade de chama. O resultado da matriz porosa de SiC indica uma redução da emissão de HC, com o aumento do fluxo dos gases.

Maznoy *et al.* (2018) avaliou três meios porosos com 55% de porosidade, cada um com microestruturas distintas, fina – *fine-pored*, média – *medium-pored* e grosseira – *coarse-pored*, e verificou, que em cargas térmicas mais baixas o queimador com as estruturas mais finas apresentou a melhor eficiência de radiação, o que pode ser atribuído segundo Maznoy et al (2018), a um aumento na superfície específica do meio poroso, tornando mais efetiva a troca de calor convectivo entre os produtos da combustão e o sólido. Em relação as emissões de poluentes, foi observado que a variação da estrutura do meio poroso não afeta as emissões de NOx. Entretanto as emissões de CO, apresentaram uma redução ao se aumentar o tamanho da estrutura que compõe o meio poroso, com a microestrutura grosseria apresentando as menores emissões. Uma justificativa considerada para este fato, é a menor emissão de radiação para o meio composto por estrutura grosseira, que resulta em uma temperatura mais elevada para os gases produtos da combustão, o que acaba favorecendo a oxidação de CO em CO₂, e assim diminuindo as emissões CO.

2.2.2 Características da combustão de um queimador poroso

Keramiotis *et al.* (2012, 2013, 2015) fez a avaliação de vários tipos de combustíveis, como metano, gás liquefeito do petróleo e gases de baixo poder calorifico, como biogás e syngas. As potências térmicas variaram entre 200 kW/m² e 1000 kW/ m², com um queimador poroso radiante típico com duas camadas compostas por SiC. Entre os resultados observou-se que o queimador oferece versatilidade ao operar de forma estável com diversos combustíveis em diferentes condições de carga térmica e razão de equivalência.

Hashemi *et al.* (2017), Arrieta *et al.* (2017) e Devi *et al.* (2020), utilizando metano, syngas e biogás, respectivamente, observaram que os limites de estabilidade e temperatura de chama são primariamente controlados pela razão de equivalência da mistura ar-combustível, e pela carga térmica.

Stelzner *et al.* (2015), utilizando um queimador similar aos que Keramiotis *et al.* (2012, 2013, 2015), realizou um estudo para visualizar como a estabilização da chama é afetada pela razão de equivalência e carga térmica, utilizando a técnica *laser induced fluorescence-* LIF, para determinar a posição da chama dentro do meio poroso, por meio da excitação e posterior detecção do radical hidroxila, OH, que é mais abundante na frente de chama. Foram constados dois aspectos importantes, o primeiro é que a variação da razão de equivalência não altera o posicionamento da região de combustão para uma dada carga térmica, mas ao se diminuir a razão de equivalência, resulta em uma contração da região de combustão. O segundo é que com o aumento da carga térmica, para uma mesma razão de equivalência, ocorre o deslocamento da região de combustão em direção da superfície de saída do queimador, a jusante do fluxo dos reagentes.

Ainda, Stelzner *et al.* (2015) identificou três regimes distintos para a estabilização da chama, definidos em função da carga térmica envolvida. O primeiro para baixas cargas térmicas menores que 300 kW/m², no qual a zona de combustão fica nas proximidades da armadilha de chama, do inglês *flame trap*, região de transição de porosidade e ou de material dentro do queimador de duas camadas, nesse caso a velocidade dos fluxos de reagentes é menor que a velocidade de chama. O segundo caso, para as cargas térmicas intermediárias, entre 400 e 700 kW/m², a zona de combustão se estabiliza no centro do meio poroso, onde pode-se assumir uma relação de equilíbrio entre o calor gerado pela reação de combustão e a transferência de calor por convecção forçada devido ao fluxo dos reagentes. Por fim, o terceiro regime ocorre para cargas térmica mais elevadas, acima de 800 kW/m², neste caso a região de combustão se desloca

em direção a superfície do queimador, até atingir o limite superior de estabilidade de chama e ocorrer o descolamento da região de combustão da superfície de saída do queimador.

Stelzner *et al.* (2015) verificou que quando se aproxima do limite superior de estabilidade, ocorre redução da concentração de OH, na saída do queimador poroso, atribuindo isso a diminuição do tempo de residência dos gases quentes produtos da combustão no meio poroso ou uma diminuição do no pré-aquecimentos dos reagentes, ou seja, uma redução no efeito de recirculação de calor. De acordo com Maznoy *et al.* (2018), o tempo de residência pode ser definido, como o tempo leva para os produtos da combustão deixarem o volume do meio poroso.

Gao *et al.* (2013) avaliou por meio de um queimador poroso a combustão do metano puro e misturas de metano com de argônio (Ar), nitrogênio (N₂) e dióxido de carbono (CO₂), com as frações variando entre 25 e 40% de volume. A presença desses elementos, neutros para a reação combustão, tem efeito inibidor sobre a chama devido a diluição dos reagentes. Nesta análise foi mostrado que a presença do CO₂ afeta a reação química, reduzindo as taxas de reação, pois reduz a velocidade de formação de CO₂ a partir da reação parcial de combustão, CO + OH = CO₂ + H, dificultando a liberação do radical H, que é importante para a reação de quebra molecular H + O2 = O + OH. Assim, de acordo com Gao *et al.* (2013), a presença de CO₂ nos reagentes reduz as concentrações de H, OH e O durante a reação de combustão, que por sua vez reduz a velocidade de reação. As emissões de CO e HC pouco se alteram devido a presença dos diluentes no combustível.

A presença de CO₂ também causa, de acordo Gao *et al.* (2013), deslocamento da região de combustão em direção a jusante do fluxo de gases, devido ao fato de o CO₂ ser capaz de irradiar e absorver calor melhor que os demais elementos avaliados, Ar e N₂, que apresentam um comportamento neutro durante as reações químicas e transparente em relação a radiação térmica.

Assim, um combustível com CO_2 presente na composição química, como o biogás por exemplo, é capaz de absorver mais calor, o que causa uma redução da temperatura de chama, aumentando o tempo que leva para os reagentes atingir a temperatura de ignição. Isso propicia o afastamento da região de combustão da base do queimador, deslocando a região de combustão em direção a superfície. O que segundo Gao *et al.* (2013), explica uma eficiência de radiação maior em combustíveis que apresentam CO_2 em sua composição do que Ar e N₂.

Arrieta *et at.* (2017) analisaram a combustão de syngas com alta concentração de hidrogênio e observou que a adição de syngas ao metano não teve efeito sobre os perfis de

temperatura, similar ao que foi observado por Keramiotis *et al.* (2015), sendo que as temperaturas são afetadas apenas pela razão de equivalência e carga térmica.

O aumento das temperaturas com o aumento da razão de equivalência e da carga térmica também foi observado por Francisco *et al.* (2010) utilizando syngas com altas concentrações de H_2 em um queimador poroso, sendo que em ambos os trabalhos foi observado uma expansão na faixa de combustão estável com adição de H_2 ao combustível. Em um trabalho mais recente, Maznoy *et al.* (2021) também verificou que a adição de H_2 e H_2 – CO ao gás natural expande a faixa de operação estável do queimador.

Em termos de eficiência de radiação, os trabalhos de Francisco *et al* (2010) e Arrieta *et at.* (2017) apresentaram resultados distintos. Francisco et al (2010) observou uma redução na eficiência de 35% com CH₄ puro, para um mínimo de 18%, para as misturas com maiores concentrações de H₂ e sem CH₄, enquanto Arrieta *et at.* (2017) registrou ganho na eficiência com o aumento da concentração H₂ de 18% para o gás natural para 30% com o enriquecido com H₂.

Esses resultados indicam que o comprimento da zona de combustão que compõe o queimador exercita um papel relevante sobre a eficiência de radiação, em ambos os trabalhos a área superficial é aproximadamente a mesma, só que a zona de combustão no trabalho de Arrieta *et at*. (2017) é composta por apenas uma matriz porosa de 20 mm de espessura, enquanto no trabalho de Francisco *et al*. (2010) a zona de combustão é composta por 2 matrizes de 20 mm espessura.

O ganho com a elevação da temperatura de reação do queimador devido a introdução de H_2 nos combustíveis, ocorre junto com uma maior velocidade de reação. Essa maior velocidade gera deslocamento da região de combustão em direção a base do queimador afastando-a da superfície, isso se traduz em temperaturas superficiais mais baixas, implicando em uma perda de eficiência.

Keramiotis *et al.* (2015) utilizando syngas e Devi *et al.* (2020) utilizando biogás, em experimento distintos com queimadores diferentes, observaram comportamentos similares em relação ao desempenho do queimador poroso. O aumento da razão de equivalência provoca o aumento das temperaturas registradas no interior do queimador e um aumento na eficiência de radiação do queimador poroso radiante. Mas se a carga térmica for elevada, as temperaturas aumentam, mas a eficiência de radiação diminui, o que pode ser associado a uma taxa de transferência de calor por convecção menos efetiva gerada pelos maiores fluxos de reagentes.

2.2.3 Preaquecimento dos reagentes

Song *et al.* (2017), realizou a análise de um queimador poroso com preaquecimento, onde o queimador poroso cilíndrico é envolto por meios porosos anulares, formando um anel externo em volta do corpo principal do queimador onde ocorre a combustão. A Figura 3(a) mostra um desenho esquemático do queimador indicando o fluxo dos reagentes e produtos da combustão, e os fluxos de calor para esse queimador. O pré-aquecimento permitiu operar o queimador de forma estável com combustíveis de baixo poder calorifico, compostos por misturas de CH₄ e N₂. Com o pré-aquecimento dos reagentes foi possível obter uma chama estável com combustíveis que apresentam PCI de até 1,4 MJ/m³. Durante os testes, foi observado que o aumento do PCI amplia a faixa de operação estável do queimador e diminui as emissões CO.

Uma análise numérica e experimental em um queimador poroso foi conduzida por Wang et al. (2019), para verificar o efeito do preaquecimento do ar sobre a estabilidade de chama. Utilizando um gás de baixo poder calorifico, verificou-se que o aumento do preaquecimento de ar resultou no aumento da temperatura máxima registrada no queimador. E a zona de combustão tende a se propagar na direção a montante do fluxo dos reagentes, base do queimador, e a velocidade desta propagação, diminui ao se aumentar a condição de preaquecimento de ar.



Figura 3 – Queimadores porosos com pré-aquecimento: (a) Song *et al* (2017), (b) Vandadi, Park e Kaviani (2013)



Vandadi, Park e Kaviani (2013), apresentaram um queimador poroso radiante com preaquecimento dos reagentes, mostrado na Figura 3(b), por meio da extração de parte do calor da reação de combustão, pelo que denominou de corredores de radiação, *radiation rods*, no qual barras de aço carbono são inseridas na região de combustão, extraindo parte do calor gerado

pela reação química, e transferindo para o ar que alimenta o queimador. A extremidade da barra inserida no meio poroso contém aletas para obter uma melhor transferência de calor, enquanto a outra extremidade fica responsável por emitir calor na forma de radiação. Os resultados numéricos indicaram que é possível obter uma chama estável e que o preaquecimento dos reagentes expande o limite de estabilidade em condições de mistura mais pobre, devido ao aumento da velocidade de reação. Em análise numérica posterior em três dimensões, Vandadi e Park (2016) verificaram que uma razão de equivalência de 0,2 seria o limite mínimo para uma combustão estável.

De acordo com Vandadi, Park e Kaviani (2013), a presença dos corredores de radiação, com alta condutividade térmica, permite que a superfície do queimador atinja uma temperatura de superfície superior a temperatura dos gases oriundos da combustão, com valores próximos a temperatura de chama adiabática. Isto permite que o queimador atinja uma eficiência térmica superior a 45%, frente aos 25% associados ao queimador convencional. Ainda, foi observado que o preaquecimento facilita a ignição da mistura ar combustível e gera um deslocamento da região de combustão, aproximando-a da base do queimador.

2.2.4 Eficiência de radiação

A eficiência de radiação é o aspecto mais importante para avaliar o desempenho de um queimador poroso radiante. Conforme relatado por diversos autores, as características geométricas e construtivas de cada queimador têm uma forte influência sobre seu desempenho, como: tipo do meio poroso, tipo de combustível e as condições de operação. A eficiência será obtida da razão entre a taxa de transferência de calor por radiação na superfície de saída do queimador (Q_{rad}) e a potência térmica fornecida (S_r).

A taxa de transferência de calor por radiação pode ser calculada de acordo com a equação,

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_{s,q} \left(T_{s,q}^4 - T_{amb}^4 \right) \tag{9}$$

onde, ε é a emissividade do meio poroso, σ é a constante de Stefan-Boltzmann [W/m²K⁴], *A* [m²] é a área da superfície do queimador, *T* [K] é a temperatura, e os subscritos *s*,*q* e *amb* fazem referência a superfície do queimador e ao ambiente.

Desta forma, a eficiência de radiação (n_{rad}) será (Gao et al., 2013 e Devi et al., 2020),

$$n_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma A_{s,q} \left(T_{s,q}^4 - T_{amb}^4 \right)}{S_r}.$$
(10)

Devi *et* al. (2020) verificou que a eficiência de radiação aumenta com aumento da razão de equivalência, devido a maior presença de ar nas misturas mais pobres, o que resulta em menores temperaturas de reação e da superfície de saída do queimador. Constataram também que ao se aumentar a potência térmica fornecida ao queimador, ocorre um aumento da temperatura superficial, mas a eficiência de radiação diminui, devido a maiores perdas de calor para o ambiente.

Esse comportamento descrito por Devi *et al.* (2020) é similar aos relatados por Keramiotis *et al.* (2015) e Arrieta *et at.* (2017). Arrieta *et al.* (2017) associaram esse decréscimo na eficiência de radiação com o aumento da potência, com o aumento da velocidade gases dentro do meio poroso, o que reduz o tempo de residência dos gases queimados, diminuindo a transferência de calor dos gases para o meio poroso, o que acaba impedindo que a temperatura da superfície atinja um valor que represente um ganho em eficiência.

Vandadi, Park e Kaviani (2013), no experimento com pré-aquecimento, verificaram que a eficiência de radiação aumenta com o aumento da razão de equivalência até um máximo de 0,5. Também concluíram que a posição da região de combustão dentro queimador afeta a eficiência de radiação, ou seja, quanto mais próxima da base, maiores são as perdas por radiação para a vizinhança devido as temperaturas mais elevadas na região de admissão, o que diminui a radiação emitida pela superfície, reduzindo a eficiência. Também foi observado que as menores velocidades do ar pré-aquecido obtiveram as maiores eficiências.

2.2.5 Emissão de poluentes

A emissão de poluentes está fortemente relacionada com as características de operação do queimador poroso. Diversos fatores como a composição química do combustível, o material e porosidade do meio poroso, a razão de equivalência e a potência térmica fornecida ao queimador, influenciam na reação de combustão e na temperatura de chama. Dependendo da temperatura atingida na zona de combustão, a produção e consumo das espécies químicas presentes na reação, como monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x), podem ser favorecidas ou não, causando variações nas emissões destes componentes.

Devi *et al.* (2020) comentam que em relação as emissões de poluentes, a carga térmica e a razão de equivalência apresentam uma correlação com as emissões CO e NO_x, sendo que foi observado um aumento nas emissões de CO e NOx com o aumento destes parâmetros.

O aumento das emissões de CO, de acordo com Ghorashi *et al.* (2018), é dependente da temperatura e das concentrações dos radicais oxigênio (O) e hidroxila (OH). A oxidação do CO é um processo em cadeia, de quatro etapas iniciada em altas temperaturas. O oxigênio serve como iniciador da reação em cadeia. As concentrações dos radicais OH e H₂O, tem um forte efeito sobre as taxas de oxidação. Ao se aumentar o excesso de ar na mistura, causa-se uma diminuição da temperatura e um aumento na concentração de O₂, H₂O e OH, com isso a concentração de CO varia de acordo com o parâmetro dominante.

Maznoy *et al.* (2018) mencionam que é conhecido que a oxidação de CO em CO₂ é suprimida quando os produtos de combustão sofrem um resfriamento, o que reduz a emissão de CO. Habib *et al.* (2021) fez a análise de CH₄ e biogás, e verificou que as emissões de CO são reduzidas ao se aumentar as velocidades de fluxo dos reagentes e ao se aplicar razões de equivalência mais baixas, que resultam na redução da temperatura na zona de combustão. Habib *et al.* (2021) afirma que as emissões de CO para o biogás são maiores do que para o CH₄, pois o biogás é composto por CO₂, que dilui a mistura e reduz a temperatura de reação.

De acordo com Mishra *et al.* (2018), fornos e fogões tradicionais emitem grandes quantidades de poluentes por dois motivos principais. O primeiro é a combustão de chama livre com auto-aspiração de ar, que trabalha em razões de equivalência muito elevadas, próximas ou superiores a estequiométrica, ocasionando em temperaturas de reação elevadas e favorecem a formação de NO_x, CO e HC nos produtos da combustão. O segundo motivo é que com a chama livre, as transferências de calor por convecção e radiação, da frente de chama para a mistura dos reagentes, é negligenciável e, portanto, não ocorre a recirculação de calor. Panigrahy e Mishra *et al.* (2016) notaram que as emissões de CO para a chama livre de CH₄ e GLP são muito maiores que as resultantes da combustão em meio poroso. Sendo que em ambos os casos, há uma redução das emissões CO ao se reduzir a razão de equivalência, ocorrendo de forma mais significativa para a chama livre.

Dehaj *et al.* (2017) verificaram que as emissões de NO_x dependem principalmente da potência térmica e da razão de equivalência. Potências térmicas mais elevadas resultam em menores emissões de NO_x, como resultado da diminuição do tempo de reação dos gases e das temperaturas de reação mais elevadas. Razões de equivalência mais baixas resultam em menores níveis de emissões de NO_x, pois devido ao excesso de ar a temperatura e o tempo de residência dos gases na região de combustão diminui, tornando menos efetivo a condição de

preaquecimento dos gases. Conclusões similares foram relatadas por Keramiotis *et al.* (2013 e 2015) e Pires e Fernandes (2018). Maznoy *et al.* (2018) mostraram que a razão de equivalência tem uma relevância maior para o controle de emissões de NO_x.

A tabela 1 reúne informações de alguns dos principais trabalhos considerados neste estudo com uma breve indicação da análise realizada, o material do meio poroso, combustível utilizado e a razão de equivalência empregada.

Referência	Material meio poroso	Combustível	φ (Sr ou Fr)	Comentário
Francisco Jr. et al. (2010).	Al ₂ O ₃	Syngas	0,45 - 0,6	Análise da combustão de combustíveis de baixo poder calorífico aplicados a um queimador poroso semelhante ao empregado neste trabalho.
Keramiotis et al. (2012)	SiSiC	CH_4 GLP	0,625 -0,83 (200-1000 kW/ ²)	Análise das temperaturas e emissões de poluentes de um queimador poroso radiante.
Vandadi et al. (2013)	Al ₂ O ₃ SiC	CH_4	0,15-0,7	Análise numérica de um queimador poroso com pré-aquecimento dos reagentes.
Gao et al. (2013)	Al ₂ O ₃	CH_4	0,55 – 0,95	Análise dos efeitos da adição de Ar, N_2 e CO ₂ sobre a combustão do CH ₄ .
Keramiotis et al. (2013)	SiSiC	CH ₄ , Biogás (60CH ₄ /40CO ₂)	0,7- 0,9 (200-1000kW/m²)	Comparativo experimental da combustão do CH ₄ e biogás em termos da temperatura de reação e emissão de poluentes.
YI et al. (2014)	-	CH_4-O_2	-	Análise numérica que avalia o efeito do meio poroso sobre a mistura dos gases reagentes.
Gao et al.(2014a)	Al ₂ O ₃	CH ₄	0,6	Comparativo experimental do efeito da forma do meio poroso sobre a combustão do CH ₄ .
Gao et al.(2014b)	ZrO ₂ Al ₂ O ₃ SIC	CH_4	0,25 -1,0 (174,3 - 1043,2 W)	Análise do efeito da porosidade e do tipo de material sobre a combustão em meios porosos.
Keramiotis et al. (2015)	SiSiC	CH4, Biogás, Syngas	0,56-0,9 (200-1000 kW/m²)	Análise experimental da combustão de biogás e syngas em um queimador poroso.
Stelzner et al. (2015)	Al ₂ O ₃ SiSiC	CH_4	0,56 - 0,83 (200-800 kW/m²)	Avaliação experimental da estrutura da chama da combustão de metano com baixas razões de equivalência.
Arrieta et al. (2017)	Al ₂ O ₃ SiC	Syngas – gás natural	0,75 - 0,95 (5 - 10 kW)	Análise da combustão de biogás em um queimador poroso.
Song <i>et al.</i> (2017)	SiC	CH ₄ - N ₂	(45,86 -229,3 kW/m²)	Análise experimental de um queimador poroso com pré-aquecimento dos reagentes, utilizando combustíveis de PCI muito baixo.
Wang. et al (2019)	Al ₂ O ₃	Syngas –	0,1-0,45	Análise numérica e experimental do efeito do pré-aquecimento do ar.
Devi et al. (2020)	Al ₂ O ₃ SiC	Biogás (CH4-43-56% - CO2 34-38%)	0,75-0,97 (5 -10kW)	Análise da combustão de biogás em um queimador poroso radiante de duas camadas.
Habib et al. (2021)	SiC	CH4 Biogás (0,7CH4- 0,3CO ₂)	0,275 - 0,3 (2,2 - 3,71 kW)	Análise da combustão do metano e biogás com razões de equivalência muito baixas.

Tabela 1 – Resumo principais informações obtidas dos trabalhos presentes na literatura.

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentados os equipamentos que compõe a bancada experimental, os procedimentos utilizados para a realização dos experimentos com o queimador poroso radiante e as incertezas de medição associadas aos principais parâmetros avaliados.

3.1 BANCADA DE TESTES

A bancada de testes com o queimador poroso utilizado nos experimentos é mostrada na Figura 4. O aparato experimental pode ser dividido em três grupos principais: sistema de fornecimento de ar e combustível, o queimador poroso e o sistema de monitoramento. Na Figura 5 é mostrado o diagrama esquemático do aparato experimental utilizado.





Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

O sistema de alimentação de ar para o queimador é formado por compressor de ar, um conjunto de manômetros reguladores de pressão e filtros, de partículas e coalescente, que garantem o fornecimento de ar comprimento filtrado e seco a uma pressão de 4 bar. A vazão do ar é controlada por meio de uma válvula do tipo agulha com auxílio do medidor de vazão marca OMEGA modelo FMA-A2323, com faixa de vazão de 0 a 100 litros por minuto (lpm).

Os combustíveis utilizados nos experimentos foram metano e biogás, com o biogás sendo simulado a partir da mistura em diferentes proporções de CH₄ e CO₂. Os gases metano e o dióxido de carbono são armazenados em cilindros de alta pressão e a pressão dos gases é regulada e reduzida por meio de reguladores de pressão para 1,5 bar. Na sequência os gases são fornecidos aos respectivos controladores de fluxo de massa: marca OMEGA modelo FMA-2608A com faixa de vazão de 0 a 20 lpm para o CH₄ e para o CO₂ também da OMEGA modelo FMA-2609A com faixa de vazão de 0 a 50 lpm. As vazões de ar e combustível para cada teste

experimental são calculadas com auxílio de um programa escrito no *software Engineering Equation Solver* – EES, a partir dos valores informados de razão de equivalência, velocidade de chama e composição do combustível.



Figura 5 – Diagrama esquemático do aparato experimental para análise do queimador.

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Nos testes com pré-aquecimento dos reagentes o fluxo de ar é escoa pelo trocador de calor integrado ao corpo do queimador, indicado pela linha vermelha no diagrama da Figura 5, sofrendo um processo de aquecimento. Na saída do trocador de calor o ar aquecido tem sua temperatura monitorada como medida de segurança, antes de ser misturado ao combustível.

Para os testes sem pré-aquecimento dos reagentes o ar após ter a vazão regulada é misturado com o combustível a uma distância suficientemente afastada do queimador, indicado pela linha em azul no diagrama da Figura 5, de modo a promover uma mistura adequada dos reagentes e proporcionar uma queima mais homogênea e então os reagentes são conduzidos por uma tubulação de cobre até a admissão do queimador.



Figura 6 – Vista em corte do queimador poroso utilizado no experimento.

O queimador poroso utilizado na análise experimental é do tipo de duas camadas, similar ao utilizado por Francisco Jr. *et al.* (2010), constituído por cinco espumas cerâmicas de

Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

carbeto de silício (SiC), com diâmetro médio de 70 mm e altura média de 21,5 mm, como apresentado na Figura 6.

A primeira camada do queimador é a região de pré-aquecimento (PR) situada logo acima da placa de injeção, composta por duas espumas cerâmicas com porosidade de 20 ppi. A porosidade mais elevada tem como objetivo melhorar a mistura dos reagentes e atuar como medida de segurança com a função de evitar o *flashback*, situação na qual a chama se desloca para dentro da placa de injeção, o que pode causar explosão.

Já a segunda camada compreende a região de combustão estável (SBR), situada a jusante do fluxo dos gases composta por três espumas cerâmicas com porosidade de 10 ppi. Ao redor do meio poroso é instalado uma camada isolante de lã de fibra de vidro com aproximadamente 20 mm de espessura. Na Figura 7(a) são mostrados os meios porosos utilizados na construção do queimador.

Na Figura 6 ainda pode ser visualizado o posicionamento do trocador de calor dentro do queimador, posicionado entre o isolante de fibra de vidro e o corpo de aço inox do queimador. O trocador de calor utilizado Figura 7(b) é constituído por uma serpentina com 6 voltas, confeccionada com um tubo aço inox 304L, com diâmetro externo de 6,0 mm, 1,0 mm de parede, 2,0 m de comprimento e a espira possui diâmetro externo de 120,0 mm.





Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

A Figura 8(a) mostra os componentes do queimador pré-montados: meios porosos, isolamento de fibra de vidro e o trocador de calor antes de serem instalados no corpo do queimador, que é construído em aço inox. Já a Figura 8(b) mostra o queimador poroso montado e operando em um teste inicial com os tubos que compõe o sistema de alimentação de ar e combustível expostos. Para os testes realizados, os tubos de cobre que compõe o sistema de alimentação de ar e alimentação de ar e combustível foram isolados com uma manta de fibra de vidro.




Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

O sistema de monitoramento é composto por: termopares instalados no queimador, sistema de aquisição de dados, câmera termográfica e o analisador de gases. Os termopares são utilizados para medir as temperaturas do queimador e monitorar as temperaturas do ar e dos reagentes que alimentam a reação. Na região de combustão são utilizados quatro termopares do tipo R, posicionados ao longo do eixo central do queimador, enquanto na base e na superfície são empregados termopares do tipo K, como mostrado na Figura 6. As temperaturas dos reagentes são monitoradas por três termopares do tipo K, dois medem as temperaturas do ar na entrada e saída do trocador de calor e o terceiro mede a temperatura da mistura ar-combustível na admissão do queimador.

Todos os termopares são conectados a um sistema de aquisição de dados, *Keysight* DAQ970A, utilizado em conjunto com o *software Benchvue*. A partir dos dados coletados é possível determinar se o queimador opera de forma segura, estável e também avaliar o perfil de temperaturas da condição testada. A tabela 2 lista os equipamentos utilizados para monitorar o experimento e as respectivas incertezas de medição associadas a cada instrumento.

rabela 2 – meeneza de medição dos componentes do aparato experimentar.					
Instrumento de medição	Incerteza				
CH ₄ – Controlador de vazão mássica OMEGA FMA-2408A	\pm (0.8 % Leitura + 0.2 % Fundo de escala)				
CO2 - Controlador de vazão mássica OMEGA FMA-2409A	\pm (0.8 % Leitura + 0.2 % Fundo de escala)				
Ar – Medidor de vazão mássica OMEGA FMA-A2323	\pm 1.0 % Fundo de escala				
Câmera termográfica – FLIR T650sc	$\pm (1.0 \text{ °C} \pm 1.0\% \text{ da leitura})$				
Termopar – Tipo K (NiCr-NiAl)	± 2,2 °C ou 0,75%				
Termopar – Tipo R (Pt – Pt/Rh 13%)	± 1,5 °C ou 0,25%				
Sistema de aquisição de dados – Keysight DAQ970A	± 1,0 °C				

Tabela 2 – Incerteza de medição dos componentes do aparato experimental.

Fonte: Elaborado pelo autor

Para medir a temperatura da superfície também foi utilizada uma câmera termográfica FLIR T650sc, e as imagens geradas interpretadas por meio do programa FLIR *Themal studio*. A Figura 9 mostra duas imagens do queimador em operação em (a) a imagem térmica da lateral do queimador em operação e em (b) uma das imagens da superfície utilizadas para medição da temperatura, com a sobreposição da imagem térmica e fotográfica.

Figura 9 – Imagens termográficas do experimento: (a) queimador em operação; (b) medição de temperatura.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

As emissões de poluentes foram medidas com um analisador de gases do fabricante TESTO modelo 350, com o qual foram avaliadas as concentrações de CO e NO_x nos produtos da combustão, para a realização das medições foi utilizada uma chaminé removível na qual a sonda era posicionada na região central do escoamento dos gases. Durante o experimento o analisador de gases era conectado ao computador e por meio do software Easyemissions do mesmo fabricante, era monitorada as emissões. A tabela 3 apresenta as incertezas associadas a medição de cada espécie química que se pretende avaliar.

Tabela 5 – Incerteza de Incerção TESTO 550.							
Parâmetro	Faixa de medição	Resolução					
O ₂	±0.2Vol.%	< 20s (t95					
	±5ppm (099ppm) ±5% de leitura (1001999ppm) ±10% de leitura						
NO	(restante da faixa)	< 30s (t90)					
NO_2	\pm 5ppm (099.9ppm) \pm 5% de leitura (restante da faixa)	< 40s (t90)					
	± 10 ppm (0199 ppm) $\pm 5\%$ de leitura (2002000 ppm) $\pm 10\%$ de leitura						
CO	(restante da faixa)	< 40s (t90)					
	± 0.3 Vol.% ± 1 % de leitura (025Vol.%) ± 0.5 Vol.% ± 1.5 % de leitura	< 10s (t90) tempo de					
CO ₂	(restante da faixa)	aquecimento: <15s					

Tabela 3 - Incerteza de medição TESTO 350.

Fonte: Adaptado de TESTO.

3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente tem-se o acionamento dos equipamentos que compõe a bancada experimental e a verificação das linhas de ar e combustível quanto a possíveis vazamentos. Uma vez realizada a verificação ajusta-se o ponto de ignição inicial do queimador poroso e a chama é acesa. Para o queimador utilizado nos experimentos esse ponto corresponde a vazão de 3,0 lpm de CH₄ e 32,0 lpm de ar, durante os testes esta configuração inicial foi a que melhor promoveu o início da operação do queimador, com uma chama que adentra o meio poroso de forma rápida. Até que ocorra a submersão da chama, essa é monitorada de forma visual.

Uma vez que a chama tenha adentrado o meio poroso passa-se então a monitorar as temperaturas medidas pelos termopares do tipo R com o auxílio do sistema de aquisição de dados, onde a frente de chama é identificada pelo ponto com as temperaturas mais elevadas. A configuração inicial é mantida até que a temperatura medida na base do queimador atinja o valor de 1000°C. Ao atingir esse valor é configurado então o primeiro ponto a ser testado de acordo com a sua velocidade de chama, razão de equivalência e composição química do combustível.

Uma vez configuradas as vazões de ar e combustível adequadas para cada condição de teste a ser realizada, a configuração de queima é mantida até ser atingida a condição de regime permanente para um ponto estável, ou a chama seja extinta caso o ponto configurado seja instável, tanto por atingir o limite inferior ou superior de estabilidade de chama. Para o presente estudo um ponto atinge a condição de regime permanente quando as temperaturas medidas no queimador poroso permanecem estáveis por pelos menos vinte minutos, com uma oscilação das temperaturas medidas inferior a 15,0 °C durante este intervalo de tempo.

Após o ponto testado atingir a condição de estabilidade, inicia-se o procedimento de medição das temperaturas da superfície com a câmera termográfica FLIR T650sc, registrandose uma série de imagens a serem analisadas posteriormente. Em seguida é instalada uma chaminé removível para a realização das medições de emissões de poluentes com o analisador de gases TESTO 350. Por fim os dados medidos com auxílio do sistema de aquisição de dados são salvos em uma planilha eletrônica, e o próximo ponto a ser testado é configurado.

Durante os testes foram adotados diferentes critérios de parada, interrupção dos testes, para garantir a realização do experimento em segurança. O primeiro critério, para evitar a ocorrência de flashback condição em que a frente de chama adentra a placa de injeção podendo causar risco de explosão, era evitar que as temperaturas na base atingissem valores superiores a 1200 °C, de modo também a proteger o termopar do tipo K instalado na base. Nos testes

realizados com e sem o pré-aquecimento dos reagentes, a temperatura da base devido a configuração do queimador, só atingiu valores próximos a esse na fase inicial de aquecimento do queimador, antes da configuração do primeiro ponto a ser testado. A segunda condição de parada tem como objetivo preservar os meios porosos utilizados no queimador evitando a degradação das matrizes porosas de SiC, para tanto a temperatura máxima permitida durante os testes era de 1350 °C.

E a última condição de parada, ocorre quando a configuração testada representa um ponto instável, tanto inferior quanto superior. Quando se atinge um ponto instável, as condições configuradas não são propicias para a reação de combustão e a chama é extinta. O ponto de instabilidade inferior, era caracterizado pela redução das temperaturas dentro do meio poroso para valores inferiores a 900°C.

O limite de estabilidade superior, também chamado de *lifoff limit* ou *blowout limit*, é a condição na qual o fluxo dos gases reagentes é significativo o suficiente para causar o deslocamento da frente de chama para fora do meio poroso, com a chama passando a ficar visível na superfície do queimador. Nesta condição cessa o efeito de recirculação de calor, o que causa a extinção da chama. Uma vez ocorrendo uma condição de parada, o fluxo de combustível é cortado, e o sistema de exaustão da capela é acionado.

A Figura 10(a) apresenta o queimador poroso radiante operando de forma estável. Já as Figuras 10(b) e 10(c), mostram o queimador atingindo o limite superior com o início do descolamento da chama em (b) e na sequência completamente visível sobre sua superfície em (c).

Figura 10 – Limite superior de combustão: (a) superfície do queimador em teste – (b) chama inicia o descolamento da superfície do queimador – (c) chama descolada da superfície do





(a)

(b) Fonte: elaborado pelo autor (2022)

(c)

3.3 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

As incertezas de medição representam um aspecto importante de qualquer avaliação experimental, de acordo com o GUM (2008), a incerteza é um parâmetro, associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. A incerteza de medição padrão combinada pode ser calculada de acordo com a equação 11:

$$UM_{w} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial w}{\partial z_{i}} UM_{zi}\right)^{2}}$$
(11)

onde UM_w é a incerteza da função w, UM_{zi} é a incerteza de medição associada a cada sistema de medição, $\frac{\partial w}{\partial w_i}$ é a derivada parcial da função y em relação ao sistema de medição xi, com n sendo o número total de sistema de medição associados a variável y.

A partir da equação 11 aplicando as incertezas de medição associadas aos instrumentos medidores de vazão, temperatura e comprimento utilizados pode se determinar as incertezas de medição associadas a velocidade de chama, razão de equivalência, carga térmica e eficiência de radiação, na tabela 4 são apresentadas as incertezas de medição máxima associadas aos experimentos realizados.

$$UM_{u_{ch}} = \sqrt{\left(\frac{\partial S_{u_{ch}}}{\partial \dot{V}_{CH_4}} UM_{\dot{V}_{CH_4}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_{u_{ch}}}{\partial \dot{V}_{CO_2}} UM_{\dot{V}_{CO_2}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_{u_{ch}}}{\partial \dot{V}_{ar}} UM_{\dot{V}_{ar}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_{u_{ch}}}{\partial A_{s,q}} UM_{A_{s,q}}\right)^2}$$
(12)

$$UM_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{\partial S_{\phi}}{\partial \dot{V}_{CH_4}} UM_{\dot{V}_{CH_4}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_{\phi}}{\partial \dot{V}_{CO_2}} UM_{\dot{V}_{CO_2}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_{\phi}}{\partial \dot{V}_{ar}} UM_{\dot{V}_{ar}}\right)^2}$$
(13)

$$UM_{S_r} = \sqrt{\left(\frac{\partial S_r}{\partial \dot{V}_{CH_4}} UM_{\dot{V}_{CH_4}}\right)^2 + \left(\frac{\partial S_r}{\partial \dot{V}_{CO_2}} UM_{\dot{V}_{CO_2}}\right)^2} \tag{14}$$

$$UM_{\eta_{rad}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{rad}}{\partial A_{s,q}} UM_{A_{s,q}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{rad}}{\partial T_{s,q}} UM_{T_{s,q}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{rad}}{\partial T_{amb}} UM_{T_{amb}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{rad}}{\partial S_R} UM_{S_R}\right)^2}$$
(15)

rabela 4 meerteza de medição maximas calculadas.					
Parâmetro	Incerteza				
Velocidade de chama – u_{ch}	3,75 cm/s				
Razão de equivalência	$\pm 0,1162$				
Carga térmica – S _R	\pm 100,1 W				
Eficiência de radiação - η_{rad}	± 5.11 %				

Tabela 4 – Incerteza de medição máximas calculadas

Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir dos testes realizados com metano puro e biogás. O biogás utilizado foi simulado a partir de misturas de CH₄ e CO₂ em diferentes concentrações. A análise da queima do biogás foi realizada com uma razão de equivalência fixa de 0,5 para avaliar como o efeito da adição de CO₂ ao combustível afeta o desempenho do queimador. Para o metano puro também foram realizados experimentos variando-se a razão de equivalência. A tabela 5 apresenta de forma resumida todos os combustíveis testados e as respectivas razões de equivalência empregadas nos testes.

rubelu 5 Condições dos testes realizados, propriedade dos combustiveis.							
Combustível PCI		Razão de Equivalência	Temperatura de Chama				
[% vol]	[kJ/kg]	ϕ	Adiabática [K]				
100% CH ₄	50045	0, 45 - 0,50 - 0,55	1380,43 - 1478,36 - 1572,89				
$75\% \ CH_4 + 25 \ CO_2$	26141	0,5	1453,79				
$50\% \ CH_4 + 50 \ CO_2$	13369	0,5	1405,22				
$35\% \ CH_4 + 65 \ CO_2$	8211	0,5	1348,76				

Tabela 5 - Condições dos testes realizados, propriedade dos combustíveis

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Os testes com o sistema de pré-aquecimento dos reagentes foram realizados com a razão de equivalência de 0,5, utilizando como combustível o metano (100% CH₄) e o biogás simulado com a mistura de 50% CH₄ e 50% CO₂.

A seguir são apresentados os resultados experimentais obtidos para estabilidade de chama, perfil de temperatura, temperatura da superfície, eficiência de radiação e emissão de poluentes.

4.1 ESTABILIDADE DE CHAMA

A estabilidade de chama é um parâmetro que indica os limites de operação do queimador para uma determinada condição de operação, na qual são definidos a razão de equivalência e a velocidade de chama aplicada no experimento. Desta forma, para uma dada razão de equivalência, é determinada a faixa de velocidade de chama onde é possível obter uma chama estável. Sendo que a velocidade máxima representa o limite superior de estabilidade (*liftoff limit*) e a velocidade mínima o limite inferior (*flashback limit*). A Figura 11 apresenta as faixas de estabilidade para os diferentes combustíveis testados em função do teor de CH₄ presente na mistura, variando de 35% de CH₄ em fração de volume até 100% de CH₄, para uma razão de equivalência de 0,5.

O principal aspecto que pode ser observado é a redução da faixa de operação estável do queimador, de acordo com o aumento da concentração de CO_2 no combustível. Essa redução é algo esperado, uma vez que o CO_2 atua como um elemento diluidor do metano, que afeta termicamente a zona de combustão, alterando a cinética química da reação de combustão por meio da redução da velocidade da reação (Gao et *al.*, 2014a).

Figura 11 – Faixa de estabilidade de chama em função da concentração de CH₄, para $\phi = 0.5$.



Outro aspecto visto é que com exceção do combustível com maior conteúdo de CO_2 , 65% CO_2 , que obteve um único ponto estável com velocidade de chama de 12 cm/s, os demais, tanto sem e com pré-aquecimento dos reagentes, apresentaram combustão estável com uma velocidade de chama mínima de 8 cm/s.

Analisando primeiramente os testes feitos sem pré-aquecimento, apresentados em azul na Figura 11, observa-se que para o metano puro (100% CH₄) o queimador operou de forma estável, entre as velocidades de chama de 8 cm/s, limite inferior, até 36 cm/s no limite superior, que corresponde a uma faixa de potência térmica entre 0,5 kW e 2,2 kW. Adicionando CO₂ ao combustível a faixa de operação estável do queimador é reduzida, um exemplo é o combustível com teor de 50% CO₂, cuja respectiva faixa de estabilidade é mais estreita, operando com velocidades de chama entre 8 cm/s até 16 cm/s que corresponde a uma faixa de potência de 0,48 kW a 0,96 kW. Os efeitos do pré-aquecimento dos reagentes, são apresentados em vermelho na Figura 11, onde é observado uma expansão da faixa de operação estável do queimador, devido a expansão do limite superior. O limite inferior de estabilidade se manteve inalterado em relação a condição sem pré-aquecimento para os dois combustíveis testados, 100% CH₄ e 50% CH₄ e 50% CO₂, obtendo uma velocidade de chama mínima de 8 cm/s, se manteve o mesmo do que sem o pré-aquecimento com uma velocidade de chama mínima de 8cm/s.

O limite superior para o combustível com 50% CO₂, foi ampliado de uma velocidade de chama de 16 cm/s para 28 cm/s, que corresponde a uma potência térmica de 1,7 kW. Enquanto com o metano puro, a velocidade de chama máxima possível, passou de 36 cm/s para 40 cm/s, correspondendo a 2,5 kW. Em estudos com pré-aquecimento dos reagentes, Song *et al.* (2017) e Vandadi, Park e Kaviani (2013), observaram um comportamento similar de expansão da faixa de combustão estável, com a expansão do limite superior de estabilidade de chama.





Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Outra análise realizada foi avaliar como a razão de equivalência afeta a estabilidade de operação do queimador poroso, apresentado na Figura 12. Na qual é possível observar que com o enriquecimento da mistura ar-combustível, é expandida a faixa de operação estável do queimador poroso. A maior razão de equivalência, $\phi = 0,55$, obteve uma faixa estável entre 6 cm/s até 46 cm/s, o que contempla uma faixa potência de 0,4 kW até 3,1 kW. A condição mais pobre, $\phi = 0,45$, apresenta uma faixa mais estreita com somente dois pontos de operação estável.

Em configurações de velocidades de chama fora das faixas estáveis apresentadas, tanto para valores inferiores e superiores, não foi possível se obter a combustão estável dos reagentes, ocorrendo a extinção da reação.

4.2 PERFIS DE TEMPERATURA

A partir da análise do perfil de temperatura é possível verificar a localização da região de combustão dentro do queimador poroso e avaliar o comportamento da zona de combustão de acordo com as alterações dos parâmetros testados.

Na Figura 13 são mostrados os perfis de temperatura obtidos para CH₄ puro sem préaquecimento em azul e com pré-aquecimento em vermelho, com uma razão de equivalência de 0,5, na qual a temperatura está em função da posição do termopar ao longo da altura do queimador. Cada curva representa uma configuração de velocidade de chama distinta.

É possível observar um comportamento semelhante para todas as velocidades testadas. O aumento das temperaturas da zona de combustão à medida que a velocidade de chama cresce o que é algo esperado, uma vez que ao se aumentar a velocidade, maior é a energia térmica fornecida ao queimador, que resulta em temperaturas mais elevadas.





Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Também é visto na Figura 13, que as maiores temperaturas medidas estão localizadas no termopar posicionado a 35 mm da base do queimador, um dos motivos para isso se deve a proximidade deste ponto a interface na qual ocorre a mudança de porosidade. De acordo com Gao *et al.* (2012), a reação de combustão tende a ocorrer próximo a esta interface, uma vez que esta atua como uma armadilha para chama, dificultando o deslocamento da região de combustão.

Outro aspecto observado na Figura 13 é a redução da temperatura da base do queimador com o aumento da velocidade de chama, tanto para condição com pré-aquecimento dos reagentes quanto sem. Em velocidades de chama mais elevadas, o fluxo dos reagentes é maior, forçando o deslocamento da zona de combustão que se afasta da base do queimador reduzindo as temperaturas registradas nessa região.

Ao se avaliar o efeito do pré-aquecimento dos reagentes sobre o perfil de temperaturas nota-se um aumento das temperaturas ao longo do corpo do queimador, com essas diferenças sendo mais proeminentes na base do queimador, com um ganho médio de cerca 200 °C.

Já na região de combustão do queimador essa variação das temperaturas é menos expressiva e foi observado que com o aumento da velocidade de chama, as diferenças das temperaturas nessa região aumentam. Por exemplo, para a velocidade de 8 cm/s sem préaquecimento a maior temperatura registrada foi de 971,06 °C, com o pré-aquecimento no mesmo ponto a temperatura aumentou para 998,75 °C. Para a velocidade de 36 cm/s a temperatura no mesmo ponto passou de 1221,96 °C sem pré-aquecimento para 1296,15 °C. A maior temperatura registrada foi 1308,12 °C, para uma velocidade de chama de 40 cm/s obtida com o pré-aquecimento dos reagentes.

Figura 14 – Perfis de temperatura para os combustíveis a temperatura ambiente e as misturas: 50 % CH₄ + 50 % CO₂ e 35 % CH₄ + 65 % CO₂, $\phi = 0.5$.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

A Figura 14 apresenta o perfil de temperaturas para misturas de biogás contendo diferentes teores de CH₄, 35% (preto) e 50% (azul) sem pré-aquecimento dos reagentes. Nessas condições foram observadas mudanças no perfil de temperaturas, quando comparado a combustão do metano puro.

A primeira mudança é a uma redução significativa nas temperaturas registradas na base do queimador, muito próximas a temperatura ambiente com a adição do CO₂. Para o combustível com 50% CO₂ observou-se uma variação nas temperaturas registradas na base entre 28.19 °C para 8 cm/s de velocidade de chama até 49,43 °C para uma velocidade de 12 cm/s.

Segundo Gao et al. (2013) a presença de CO_2 no combustível, causa deslocamento da zona de reação de combustão, afastando-a da base, reduzindo as temperaturas nessa região do queimador, o que pode ser associado a uma diminuição no efeito de recirculação de calor devido a presença do CO_2 nos reagentes, o que reduz a temperatura de reação.

A Figura 15 apresenta com mais detalhes o efeito do aumento da concentração de CO₂ no combustível sobre os perfis de temperaturas registrados, para a velocidade de chama de 12 cm/s. Pode-se observar por meio das temperaturas mais altas registradas para cada combustível, destacadas em vermelho na Figura 15, que a concentração maior de CO₂ no combustível, causa o deslocamento da região de combustão em direção a superfície do queimador. Outro aspecto observado é que independente da concentração de CO₂ as temperaturas registradas na superfície do queimador foram muito próximas, na faixa de 650 °C.



Figura 15 – Efeito da concentração de CO₂ sobre o perfil de temperatura para $\phi = 0,5$ e velocidade de chama de 12 cm/s

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Os reagentes são pré-aquecidos por meio do aquecimento do ar antes deste ser misturado ao combustível. O aquecimento do ar, ocorre ao se fazer o ar escoar através do trocador de calor integrado ao corpo do queimador, desta forma o ar absorve parte do calor que seria perdido pela lateral do queimador para o ambiente.

O resultado da passagem do ar pelo trocador de calor é apresentado na tabela 6, a qual mostra as temperaturas do ar na entrada do trocador de calor (T.C), aquecido na saída do trocador de calor e a temperatura dos reagentes com o pré-aquecimento resultante, para os respectivos combustíveis utilizados e as velocidades de chama avaliadas.

Tabela 6 – Temperaturas do ar na entrada e saída do trocador de calor e temperaturas dos reagentes

reagentes.										
Combration	50% CH ₄ + 50% CO ₂					100 % CH ₄				
Combustivei	Velocidade de chama [cm/s]					Velocidade de chama [cm/s]				
Temperaturas	8	12	16	24	28	8	12	24	36	40
Ar Entrada T.C. [°C]	25.8	25.6	25.5	24.2	24.9	27.7	27.4	25.5	25.7	25.8
Ar Saída T.C. [°C]	172.2	185.2	178.0	159.0	148.7	183.3	209.5	209.6	197.3	189.0
Reagentes [°C]	83.4	102.8	108.3	111.2	108.2	87.2	113.1	142.5	148.1	146.0

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Figura 16 - Efeito do pré-aquecimento do ar sobre os perfis de temperaturas para os combustíveis: 50% CH₄ + 50% CO₂, para $\phi = 0.5$.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

O pré-aquecimento dos gases reagentes, mostrado na última linha da tabela 5, provoca uma alteração na reação de combustão o que reflete na mudança dos perfis de temperatura registrados dentro do queimador, como pode ser observado na Figura 16 para o biogás contendo 50% CH₄ e 50% CO₂, e na Figura 13 para o metano puro.

Como já observado anteriormente, a presença do CO_2 na mistura causa o deslocamento da região de combustão em direção a superfície do queimador, comparando esse comportamento com a aplicação do pré-aquecimento de ar sobre os reagentes, observou-se que o combustível contendo 50% de CO_2 em seu volume passou a apresentar um comportamento semelhante ao da combustão de metano puro. A Figura 17 mostra em detalhe esse comportamento para a velocidade de chama, u_{ch}, de 12 cm/s.

Figura 17 – Efeito do pré-aquecimento do ar sobre 50 % CH₄ + 50 % CO₂ e 100 % CH₄, para $\phi = 0.5$ e u_{ch} = 12 cm/s.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Tabela 7 - Temperatura de chama adiabática para a temperatura de pré-aquecimento e potência fornecida, para $\phi = 0.5$.

u _{ch} [cm/s]	Potência [kW]	Pré- aquecimento [°C]	100% CH₄ [K]	100% CH₄ [°C]	u _{ch} [cm/s]	Potência [kW]	Pré- aquecimento [°C]	50%CH₄ 50%CO₂ [K]	50%CH₄ 50%CO₂ [°C]
8	0,51	87,15	1526,8	1253,7	8	0,48	83,43	1449,4	1176,3
12	0,76	113,06	1547,3	1274,1	12	0,73	102,78	1464,6	1191,5
24	1,52	142,52	1570,4	1297,2	16	0,97	108,33	1469,0	1195,9
36	2,29	148,15	1574,8	1301,7	24	1,45	111,24	1471,3	1198,1
40	2,54	146,05	1573,2	1300,0	28	1,69	108,23	1468,9	1195,8

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

O aumento da temperatura dos reagentes, aumenta a temperatura adiabática de reação, a tabela 7 mostra as temperaturas adiabáticas de reação de acordo com a composição do combustível, 100% CH₄ e 50% CH₄ e 50% CO₂, para o grau de pré-aquecimento resultante da condição de velocidade de chama configurada, e a potência térmica fornecida correspondente

Outro ponto mostrado na tabela 7 são as velocidades de chama e as potências térmicas correspondentes, para cada condição testada. Pode ser visto que a adição de CO₂ no combustível acaba não alterando de forma significativa a potência para a mesma velocidade de chama, embora reduza de forma significativa o poder calorífico inferior (PCI), como mostrado na tabela 4, no início deste capítulo. Isto se deve ao aumento da vazão mássica, uma vez que o CO₂ possui uma massa molecular maior que massa do CH₄, e como a potência térmica é uma função do PCI e da vazão mássica como mostrado na equação 6, ao se adicionar CO₂ ao combustível, a vazão mássica para uma mesma velocidade de chama acaba sendo maior, o que reflete na potência térmica obtida para cada condição.

4.4 TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE E EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO

A Figura 18 mostra as temperaturas da superfície do queimador poroso radiante para todas as condições testadas, com e sem pré-aquecimento dos reagentes. Os pontos destacados em verde representam o efeito da variação da razão de equivalência sobre a temperatura da superfície para a combustão do metano puro, onde são apresentados os resultados para razões de equivalência de 0,45 e 0,55.



Figura 18 – Temperaturas na superfície do queimador poroso.

Ao avaliar o efeito da concentração de CO₂ sobre a temperatura da superfície, foi observado que apesar da mudança da composição do combustível, e a correspondente redução

do PCI de 50,0 MJ/kg (100% CH₄) para 8,2MJ/kg (35% CH₄ + 65% CO₂), foi observado que para uma mesma velocidade de chama, não ocorre uma mudança significativa nas temperaturas.

Isto pode ser um reflexo da baixa variação da energia térmica fornecida ao queimador, por exemplo, para a velocidade de chama de 12 cm/s que é comum a todas as condições testadas, a adição de CO_2 ao combustível, reduz a potência fornecida de aproximadamente 759 W (100% CH₄) para 694 W (35% CH₄ + 65% CO₂), o que corresponde a uma redução de 8,5% na energia fornecida. Associado ao deslocamento da região de combustão causado pela presença do CO_2 na composição do combustível, como visto na análise do perfil de temperaturas, o que aproxima a zona de combustão da superfície do queimador.

A variação da razão de equivalência apresentou resultados próximos para as razões de 0,45 e 0,50, com a razão de equivalência de 0,55 apresentando valores mais destacados especialmente em velocidades de chama mais elevadas, como pode ser visto destacado em verde na Figura 18.

O pré-aquecimento dos gases não afetou de forma significativa as temperaturas da superfície, por mais que tenha gerado temperaturas na região de combustão mais elevadas. Uma possível explicação é a configuração do trocador de calor integrado, no qual o fluido frio, na temperatura ambiente, entra no trocador de calor pela parte superior do queimador poroso próximo a superfície do queimador, o que pode resultar no aumento da transferência de calor do meio poroso próximo a superfície de saída para o trocador.

Pode se observar na Figura 18, que o aumento da temperatura da superfície do queimador em função do aumento da velocidade de chama é mais significativo em velocidades mais baixas, e à medida que a velocidade de chama aumenta, há uma diminuição no aumento da temperatura da superfície.



Figura 19 – Imagens termográficas da superfície do queimador para mistura 50% CH₄ + 50% CO₂, $\phi = 0.5$ (a) $u_{ch} = 8$ cm/s (b) $u_{ch} = 28$ cm/s.



As temperaturas da superfície do queimador foram registradas com uma câmera termográfica FLIR, modelo T650sc. A Figura 19 mostra duas imagens da superfície do queimador, operando com o combustível 50% $CH_4 + 50\% CO_2$, com os reagentes pré-aquecidos para as velocidades de chama: mínima 8 cm/s (a) e máxima 28 cm/s (b).

Uma vez medida a temperatura da superfície do queimador é possível determinar a energia emitida por radiação e avaliar a eficiência do queimador poroso radiante de acordo a potência térmica fornecida.

Foram avaliados os efeitos que o sistema de pré-aquecimento dos reagentes exerce sobre a eficiência de radiação, o efeito da concentração de CO₂ no combustível e a razão de equivalência. Para a determinação do calor emitido por radiação, a emissividade da superfície do queimador poroso foi estimada em 0,95.

A Figura 20 reúne todos os resultados obtidos para a eficiência de radiação, de uma forma geral o queimador poroso avaliado apresentou um comportamento similar ao observado em outros estudos presentes na literatura, identificando dois aspectos principais.



Figura 20 – Avaliação do pré-aquecimento de ar sobre a eficiência de radiação para $\phi = 0.5$.

O primeiro a ser destacado é a ocorrência dos níveis mais elevados de eficiência de radiação para as condições de menor velocidade de chama. Esse fato pode ser explicado de acordo com Devi *et al.* (2020), devido a menor potência térmica fornecida em baixas velocidades de chama, que gera menores temperaturas de operação do queimador, reduzindo a energia perdida para o ambiente.

O segundo aspecto que pode ser observado na Figura 20 é a redução da eficiência de radiação à medida que se eleva a velocidade de chama. Onde o aumento da temperatura da

superfície, devido a maior potência fornecida, não se reflete em aumento da eficiência de radiação.

De acordo com Arrieta *et al.* (2017), isto está associado ao menor tempo de residência dos gases quentes produtos da combustão dentro do meio poroso. A maior vazão dos gases nas condições de velocidade de chama mais elevadas, restringe a transferência de calor dos gases quentes para o meio poroso, assim o fluxo mais elevado dos reagentes acaba por limitar a temperatura da superfície do queimador, que tem como consequência a queda na eficiência de radiação do queimador.

As Figuras 21 e 22 apresentam respectivamente o efeito da concentração de CO_2 e o efeito que o pré-aquecimento dos reagentes sobre a eficiência de radiação, ambos os casos para uma razão de equivalência de 0,5. Na Figura 21, pode se observar que os combustíveis com CO_2 presente em sua composição, apresentaram eficiências de radiação um pouco mais elevadas, em especial em condições de menor velocidade de chama, quando comparadas ao desempenho medido com metano puro.



Figura 21 – Efeito da concentração de metano no combustível sobre a eficiência de radiação

Uma possível explicação é o deslocamento da região de combustão que se afasta da base do queimador em direção a superfície, promovido pela presença do CO₂ na composição do combustível. Desta forma, por mais que a combustão de um combustível rico em CO₂ possua temperatura de reação mais baixa, a proximidade da zona de reação a superfície, atenua este fato.

A eficiência de radiação mais alta foi obtida para a velocidade de chama de 8 cm/s com 25,51% de eficiência utilizando como combustível a mistura com teor de 50% de CO₂, para o metano puro na mesma velocidade a eficiência de radiação foi de 21,26% e a menor eficiência

de radiação calculada foi de 13,67% para a combustão de metano puro a uma velocidade de chama de 40 cm/s.



Figura 22 – Avaliação do pré-aquecimento de ar sobre a eficiência de radiação para $\phi = 0.5$.

A Figura 22 mostra o efeito do pré-aquecimento dos reagentes sobre a eficiência de radiação. Para a combustão do metano puro são observados resultados similares, com e sem pré-aquecimento, dentro da faixa de incerteza de medição do experimento. Por mais que o pré-aquecimento dos reagentes tenha gerado temperaturas de reação mais elevadas na zona de combustão do queimador, as temperaturas da superfície se mantiveram próximas como mencionado anteriormente, uma possível explicação é a configuração corrente do trocador de calor integrado, no qual o ar frio entra no trocador pela parte superior do queimador poroso, o que pode aumentar a perda de energia na superfície, limitando a temperatura da superfície e como por consequência afeta a eficiência de radiação.



Na figura 23 é apresentado o efeito da razão de equivalência sobre a eficiência de radiação, nos testes conduzidos notou-se resultados muito próximos para as diferentes razões de equivalência, com a razão de equivalência de 0,55 apresentando valores um pouco maiores que os obtidos para a razão de 0,5 para a maioria dos pontos. Um ponto a salientar é que os resultados obtidos para a eficiência de radiação apresentados ficaram em sua maioria dentro da faixa de incerteza de medição do experimento.

4.5 EMISSÕES DE POLUENTES

Queimadores porosos devido a sua concepção são equipamentos capazes de operar com misturas de ar-combustível pobre, com razões de equivalência menores que um, ϕ <1, e uma das consequências é a capacidade de operar com níveis de emissão de poluentes extremamente baixos.

Na Figura 24 são mostrados os índices de emissão de CO em função da velocidade de chama de acordo com a concentração de CO₂ no combustível, (a), e em função da razão de equivalência, (b). Em ambos os casos é possível verificar que em velocidades de chama mais baixas ocorrem níveis de emissão mais elevados, e à medida em que se aumenta a velocidade, a emissão de CO atinge um valor mínimo e volta a subir novamente, o que é exemplificado no comportamento das emissões para o combustível com teor de 50% de CO₂ pré-aquecido, destacado em vermelho na Figura 24(a).





Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

Um dos fatores que explica esse comportamento em velocidades de chama mais baixas, de acordo com Song et al. (2017), é que uma das principais fontes de emissão de CO é a reação de dissociação do CO_2 , $CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H$, que tende a ocorrer em maiores velocidades em temperaturas mais elevadas, o que aumenta o consumo de CO durante a reação de combustão.

Assim ao se ampliar a quantidade de energia fornecida, por meio do aumento da velocidade de chama, as temperaturas de reação tornam-se mais elevadas, o que favorece a redução das emissões CO.

Após atingir um valor mínimo, as emissões de CO voltam a subir com o aumento da velocidade de chama e isso está relacionado, de acordo com Gao et al. (2014a) e Keramiotis et al. (2015), com a redução do tempo de residência dos gases produtos da combustão dentro do meio poroso. À medida que se aumenta a velocidade de chama, diminui-se o tempo que leva para os gases percorrerem o meio poroso, desta forma ficam expostos as temperaturas mais elevadas, por menos tempo e isso acaba favorecendo o aumento das emissões CO.

Os índices de emissão de NO_x, são apresentados na Figura 25, os valores medidos durante o experimento foram extremamente baixos para todas as condições testadas, especialmente em baixas velocidades de chama, independente da concentração de CO₂ no combustível, Figura 25(a), ou da razão de equivalência, Figura 25(b). Em ambos os casos, podem ser observados uma tendência de aumento do nível de emissão de NO_x com o aumento da velocidade de chama, devido ao aumento da potência térmica fornecida, que promove o aumento das temperaturas dentro do queimador poroso, uma vez que a formação de NO_x é favorecida em temperaturas de reação mais elevadas.



Figura 25 – Índice de emissão de NOx: (a) em função da concentração CO₂, para $\phi = 0.5$; (b) em função da razão de equivalência.



5 MODELO ANALÍTICO DE RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

Nesta seção do trabalho é realizada a avaliação analítica do problema do queimador poroso radiante mediante a construção de um modelo de resistências térmicas que seja capaz de representar o queimador poroso. O modelo proposto é uma versão simplificada do problema real, cuja solução é obtida a partir da análise do volume de controle do queimador em termos da conservação da energia. a partir da qual é possível em função da construção de um circuito térmico equivalente, para determinar o fluxo de calor que atravessa as paredes do volume de controle do queimador.

5.1 MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO SEM O TROCADOR DE CALOR

O primeiro passo para desenvolver o modelo analítico é fazer a análise do volume de controle do queimador poroso e aplicar a primeira lei da termodinâmica, a Figura 26 apresenta o volume de controle considerado, onde se pode identificar os fluxos de energia que cruzam a fronteira do volume: o calor emitido por radiação na superfície, o calor perdido pela lateral do queimador e o fluxo de energia associado a vazão mássica dos gases.

Figura 26 – Diagrama esquemático do volume de controle aplicado a um queimador poroso.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Para realizar a análise do volume de controle são consideradas as seguintes hipóteses:

• Regime permanente;

- Variações da energia cinética e da energia potencial são desprezíveis;
- Não há trabalho que cruze a fronteira do volume de controle;
- Temperatura uniforme na superfície do queimador.
- Geração de energia uniforme dentro do volume de controle do meio poroso;
- Temperatura uniforme dentro do volume de controle do meio poroso;
- Simetria radial;
- Transferência de calor unidimensional na direção radial;
- Perda de calor por convecção pela parede lateral do queimador.

Aplicando estas hipóteses nas equações da continuidade e da primeira lei da termodinâmica, equações 16 e 17 respectivamente ao volume de controle do queimador poroso mostrado na Figura 26, obtém-se as equações 18 e 19 na sequência.

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \,, \tag{16}$$

$$\frac{\partial \dot{E}_{VC}}{\partial t} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_{tot,e} - \sum \dot{m}_s h_{tot,s} , \qquad (17)$$

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{prod} \tag{18}$$

$$\dot{m}_{ar}h_{ar} + \dot{m}_{comb}h_{comb} = Q_{radiacciao} + Q_{perdas} + \dot{m}_{prod}h_{prod}, \qquad (19)$$

onde h_{ar} [kJ/kg]é a entalpia do ar, h_{comb} [kJ/kg] é a entalpia do combustível e h_{prod} [kJ/kg] a entalpia dos gases produtos da combustão, \dot{Q}_{VC} [W] representa o fluxo de calor que cruza a fronteira do volume de controle, \dot{W}_{VC} [W] é o trabalho que cruza a fronteira do volume de controle, $Q_{radiação}$ [W] é o calor emitido por radiação e Q_{perdas} [W] é o calor perdido através da lateral do queimador para o ambiente. A equação 19 pode ser reescrita em termos da carga térmica, como mostrado na equação 20, que representa o balanço de energia global. De forma análoga a equação 21 apresenta o balanço de energia do volume de controle do queimador poroso, indicado por V.C.1 na Figura 26:

$$S_R = Q_{radiação} + Q_{perdas} + \dot{m}_{gs} \,\bar{c}_{p,gs} \left(T_{r,mp} - T_{amb} \right), \tag{20}$$

$$S_R = Q_{radiação} + Q_{p,mp} + \dot{m}_{gs} \, \bar{c}_{p,gs} \left(T_{r,mp} - T_{amb} \right), \tag{21}$$

onde: \dot{m}_{gs} [kg/s] é a vazão mássicas dos gases, $\bar{c}_{p,gs}$ [J/kgK] é o calor específico dos gases, T_{r,mp} [°C] é a temperatura na saída do queimador e T_{amb} [C°] é a temperatura dos gases na admissão do queimador, Q_{p,mp} [W] é o calor perdido pelo meio poroso pela fronteira do volume de controle (V.C.1).

A partir dos aspectos físico-químicos da reação de combustão apresentados no capítulo 2, razão de equivalência, velocidade de chama e a composição química do combustível pode determinar a vazão mássica dos reagentes e a quantidade de energia térmica liberada pela reação de combustão. O calor emitido por radiação é calculado de acordo com a equação 10.

Ao se analisar o volume de controle que envolve o material isolante e a parede do queimador indicado por V.C.2 na Figura 26, o calor perdido pela lateral do queimador poroso, pode ser determinado a partir da aplicação da lei Fourier para a transferência de calor por condução e da lei de resfriamento de Newton na superfície externa do queimador exposta ao ambiente

De acordo com Incropera *et al.* (2014), de maneira análoga a um circuito elétrico uma resistência térmica pode ser associada a condução de calor, assim a transferência de calor por condução através da parede do queimador e o calor transferido por convecção na superfície externa do queimador podem ser relacionados a uma resistência térmica de condução e uma resistência térmica de convecção. Dessa forma considerando a geometria cilíndrica do queimador, as equações 22 e 23 apresentam respectivamente as resistências de condução e convecção que são utilizadas no circuito térmico do problema (INCROPERA *et al.*, 2014).

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k l} ,$$
 (22)

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_0 2\pi r_2 l},\tag{23}$$

onde: $R_{t,conv}$ é a resistência térmica de convecção, $R_{t,cond}$ é a resistência térmica de condução, r₂ raio externo da parede, r₁ raio interno da parede, k [W/mK] a condutividade térmica do material, l [m] a altura da parede do queimador e h₀ [W/m²K] é o coeficiente de convecção.

A partir da análise do volume de controle (V.C.2) determina-se o circuito térmico a ser utilizado, que representa o fluxo de energia que o queimador poroso sem o trocador de calor integrado perde para o ambiente, mostrado na Figura 27.

Figura 27 – Circuito térmico do modelo analítico sem trocador de calor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

A resistência térmica equivalente ($R_{t,eq}$) para um circuito em série, pode ser determinada a partir da soma das resistências que compõe o circuito, equação 24. Para o modelo proposto são consideradas as perdas de calor na superfície externa por convecção natural e por radiação, a resistência equivalente de convecção ($R_{eq,conv}$) é calculada considerando um circuito em paralelo de acordo com a equação 25. A resistência equivalente do circuito térmico mostrado na Figura 27 é calculada de acordo com a equação 26.

$$R_{t,eq} = R_{iso} + R_{P,TC} + R_{eq,conv}, \tag{24}$$

$$R_{eq,conv} = \left(\frac{1}{h_{nat}2\pi r_{p,ext}l} + \frac{1}{h_{rad}2\pi r_{p,ext}l}\right)^{-1},$$
(25)

$$R_{t,eq} = \frac{\ln(r_{p,int}/r_{mp})}{2\pi k_{iso}l} + \frac{\ln(r_{p,ext}/r_{p,int})}{2\pi k_{Aço}l} + \left(\frac{1}{h_{nat}2\pi r_{p,xet}l} + \frac{1}{h_{rad,l}2\pi r_{p,ext}l}\right)^{-1}, \quad (26)$$

onde: R_{iso} é a resistência térmica associada ao isolamento térmico, $R_{P,TC}$ é a resistência térmica do corpo de aço do queimador, $h_{,nat}$ [W/m²K] é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, $h_{rad,l}$ [[W/m²K] é o coeficiente de transferência de calor por radiação, l [m] é a altura do queimador, $r_{p,ext}$ [m] é o raio externo da parede do queimador, $r_{p,int}$ [m] é o raio interno da parede do queimador, r_{mp} [m] é o raio do meio poroso, k_{iso} [W/mk] é a condutividade térmica do isolamento térmico, $k_{aço}$ [W/mk] é a condutividade do aço inox

Considerando que o queimador durante os testes experimentais permanece confinado em um local sem corrente de ar, na qual a convecção natural é predominante. Essa consideração também foi aplicada ao modelo, considerando a convecção natural em uma parede vertical, calculado de acordo com as equações apresentadas:

$$\bar{h}_{nat} = \frac{\overline{Nu_l} \, k_{ar}}{l} \, , \tag{27}$$

$$Nu_{l} = \left(0,825 + \frac{0,387 Ra_{L}^{\frac{1}{6}}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{\frac{8}{27}}}\right)^{2},$$
(28)

onde Nu_l é o número de Nusselt, k_{ar} é a condutividade térmica do ar, Ra_L é o número de Rayleight e é Pr o número de Prandtl

Para o modelo proposto o número de Nusselt é calculado a partir da relação proposta por Churchill e Chu apresentada por Incropera *et al.* (2014), como mostrado na equação 28. Essa relação é válida para todo o intervalo do número Ra_L. O número de Rayleight é calculado de acordo com a equação 29, na qual Gr_L é o número de Grashof definido como mostrado pela equação 30.

$$Ra_L = Gr_L * Pr \tag{29}$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_{p,ext} - T_{amb})l}{\nu^2},\tag{30}$$

onde g [m/s²] é a gravidade, β [K⁻¹] é o coeficiente de expansão volumétrico térmico, v[m/s²] a viscosidade cinemática, as propriedades do fluido são avaliadas na temperatura de filme, Tf = (Tp,ext + Tamb)/ 2.

Para o modelo, a transferência de calor por radiação na superfície foi avaliada de forma análoga a transferência de calor por convecção, assim de acordo com Incropera *et al.* (2014), o coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser estimado por meio da equação 31.

$$h_{rad,l} \equiv \varepsilon_{aço} \sigma \left(T_{p,ext} - T_{amb} \right) \left(T_{p,ext}^2 + T_{amb}^2 \right), \tag{31}$$

onde $\varepsilon_{aço}$ é a emissividade do aço inox, cujo valor foi definido como 0,31 para este modelo analítico, $T_{p,ext}$ [K] é a temperatura da parede externa do queimador e T_{amb} [K] a temperatura ambiente. Determinados os coeficientes de transferência de calor por convecção natural e de radiação é possível calcular o calor perdido pela lateral do queimador (Q_{perdas}), de acordo com:

$$Q_{perdas} = \frac{(T_{r,mp} - T_{amb})}{R_{t,eq}}.$$
(32)

Assim a equação 19 pode ser reescrita com os termos apresentados para o modelo analítico sem o trocador de calor, o que resulta na equação 33:

$$S_{R} = \varepsilon_{mp} \sigma A_{s,q} \left(T_{r,mp}^{4} - T_{amb}^{4} \right) + \frac{(T_{r,mp} - T_{amb})}{R_{t,eq}} + \dot{m}_{gs} \bar{c}_{p,gs} \left(T_{r,mp} - T_{amb} \right), \quad (33)$$

A partir das equações propostas acima, é possível construir o modelo analítico de resistências térmicas do queimador poroso radiante sem o pré-aquecimento dos reagentes e resolver o modelo de acordo com os parâmetros relacionados a combustão: composição do combustível, velocidade de chama e razão de equivalência, e os parâmetros relacionados a geometria e aos materiais utilizados na construção do queimador poroso.

5.2 MODELO ANALÍTICO DO QUEIMADOR POROSO COM O TROCADOR DE CALOR

A análise do queimador poroso com o trocador de calor é conduzida de forma similar ao modelo proposto anteriormente. A Figura 28, apresenta o volume de controle para o queimador poroso modificado com a adição do trocador de calor integrado. Para resolver de forma analítica esse modelo tem que se considerar duas novas hipóteses as já apresentadas para o modelo sem o trocador:

- A temperatura da serpentina que compõe o trocador de calor é uniforme;
- A temperatura externa da superfície do trocador (T_{TC}) é constante.

A aplicação destas hipóteses torna possível a resolução do modelo analítico de resistências térmicas do queimador com o trocador de calor integrado.

Figura 28 – Diagrama esquemático do volume de controle aplicado a um queimador poroso com o trocador de calor integrado.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Realizando o balanço de energia sobre o volume de controle global e o volume de controle que envolve o meio poroso (V.C.1) mostrados na figura 28, resulta nas seguintes equações:

$$S_R = Q_{radiaciao} + Q_{perdas} + \dot{m}_{gs} \, \bar{c}_{p,gs} \left(T_{r,mp} - T_{amb} \right), \tag{34}$$

$$S_R = Q_{radiaciao} + Q_{p,mp} + \dot{m}_{gs} \,\bar{c}_{p,gs} \left(T_{r,mp} - T_{reag,aq} \right), \tag{35}$$

onde Treag, aq $[C^{\circ}]$ é a temperatura dos reagentes pré-aquecido.

Ao se avaliar o volume de controle (V.C.2) do queimador e fazer análise do balanço de energia determina-se o circuito térmico equivalente, apresentado na Figura 29. Neste circuito o trocador de calor atua como um sumidouro de energia e devido as hipóteses apresentadas, o trocador de calor é apresentado como um ponto indicado por sua temperatura superficial ($T_{sup,tc}$), no qual ocorre extração de energia, indicado por $Q_{T.C.}$ no diagrama da Figura 29.

Figura 29 – Diagrama do circuito térmico do modelo analítico com trocador de calor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

A partir do balanço de energia no volume de controle V.C.2, resulta nas seguintes equações:

$$Q_{p,mp} = Q_{T.C.} + Q_{perdas} , \qquad (36)$$

$$Q_{perdas} = \frac{T_{sup,TC} - T_{amb}}{R_{t,eq_{TC}}},$$
(37)

$$R_{t,eq_{TC}} = \frac{\ln(r_{p,int}/r_{mp})}{2\pi k_{iso_2}l} + \frac{\ln(r_{p,ext}/r_{p,int})}{2\pi k_{Aço}l} + \left(\frac{1}{h_{nat}2\pi r_{p,xet}l} + \frac{1}{h_{rad,l}2\pi r_{p,ext}l}\right)^{-1},$$
(38)

onde $R_{t,eqTC}$ [W/m] é a resistência térmica equivalente do circuito térmico com o trocador de calor.

A partir da hipótese de temperatura superficial constante de acordo com Incropera *et al.* (2014), o calor extraído do volume de controle $Q_{T.C.}$ [W] é determinado de acordo com o seguinte conjunto de equações:

$$Q_{T.C.} = \bar{h} A_{sup,TC} \left(\Delta T_{ml} \right) \tag{39}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_{sai} - \Delta T_{ent})}{\ln(\Delta T_{sai}/\Delta T_{ent})},\tag{40}$$

$$\Delta T_{sai} = T_{sup,TC} - T_{m,sai},\tag{41}$$

$$\Delta T_{ent} = T_{sup,TC} - T_{m,ent},\tag{42}$$

$$\frac{T_{sup,TC} - T_{m,sai}}{T_{sup,TC} - T_{m,ent}} = \exp\left(-\frac{PL\bar{h}}{\dot{m}c_p}\right),\tag{43}$$

onde: \bar{h} [W/m²K] é o coeficiente de convecção médio associado ao escoamento interno do trocador de calor, A_{sup,TC} [m²] é a área da superfície externa do queimador, ΔT_{ml} [C°] é a média logarítmica das diferenças de temperatura, T_{m,sai} [C°] é a temperatura média do ar na saída do trocador de calor, T_{m,ent} [C°] é a temperatura média do ar na entrada do trocador de calor L [m] é o comprimento do tubo do trocador de calor, P[m] é o perímetro interno do tubo.

Considerando que o escoamento de ar dentro do trocador de calor é turbulento e completamente desenvolvido, o coeficiente de convecção pode ser calculado utilizando a relação de Gnielinski, equação 44, válida para uma faixa ampla do número de Reynolds (INCROPERA *et al.*, 2014).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)},$$
(44)

onde: f é o fator de atrito e Re_D é o número de Reynolds para um escoamento interno, que é definido pela equação 43:

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} V_{ar} D_{t,int}}{\mu_{ar,int}},\tag{45}$$

onde: ρ_{ar} [kg/m3] é densidade do ar que escoa dentro do tubo, V_{ar} [m/s] é a velocidade média do ar, $D_{t,int}$ [m] é o diâmetro interno do tubo do trocador de calor.

Para o fator de atrito foi considerada a equação de Petukhov, equação 46, que de acordo com Incropera *et al.* (2014), pode ser aplicada para uma ampla faixa de números de Reynolds considerando a condição de tubo liso.

$$f = (0,79 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2}$$
(46)

A partir desse conjunto de equações foi escrito um programa, utilizando o *software Engineering Equation Solver* – EES, para obter a solução destas equações, tendo como dados de entrada, as dimensões geométricas do queimador, as propriedades do material, a composição do combustível, a temperatura ambiente e as condições de teste empregadas: velocidade de chama e razão de equivalência, a partir da qual são determinadas as vazões dos reagentes, e a mistura ar-combustível.

Ao se utilizar esse programa são calculados, a eficiência de radiação, a temperatura média do meio poroso, a temperatura na parede externa do queimador, e os calores perdidos por radiação, por convecção na parede, e devido ao fluxo de massa dos gases produtos da combustão. Sendo assim é possível realizar modificações nas características geométricas e de funcionamento do queimador e avaliar como estas afetam o seu comportamento.

5.3 RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO

A primeira parte desta análise, envolve a validação do modelo criado, comparando os resultados obtidos experimentalmente com os resultados calculados de forma analítica pelo modelo, que são apresentados nas Figura 30 e 31, a seguir, nas quais os resultados obtidos analiticamente são apresentados em azul e o resultados experimentais em vermelho.





A Figura 30 apresenta a comparação dos resultados obtidos de forma analítica e experimental para a eficiência de radiação em função da velocidade de chama, utilizando os combustíveis testados para a condição com pré-aquecimento dos reagentes Figura 30(a) e sem

pré-aquecimento dos reagentes Figura 30(b). A Figura 31 mostra análise semelhante considerando a variação da razão de equivalência, com pré-aquecimento dos reagentes Figura 31(a) e sem pré-aquecimento dos reagentes Figura 31(b).

Figura 31 – Validação do modelo analítico, eficiência de radiação em função da velocidade de chama para diferentes razões de equivalência – (a) modelo com pré-aquecimento; (b) modelo sem pré-aquecimento.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022)

A partir dos resultados obtidos para a eficiência de radiação em função da velocidade de chama Figuras 30 e 31, pode se observar que em ambos os casos o modelo numérico empregado superestima a eficiência de radiação, quando comparado com os resultados experimentais obtidos. Na Figura 30(a) e (b), pode se observar que uma das diferenças entre o resultado analítico e o experimental, é que no modelo analítico, o metano puro, apresentou eficiência de radiação mais elevada.

Os resultados mais elevados para a eficiência de radiação obtidos com o modelo analítico podem ser associados as simplificações adotadas, de modo a tornar possível a resolução analítica do problema. Sendo que a principal fonte para a ocorrência deste resultado, é a consideração que todo o volume de controle do queimador poroso se encontra na mesma temperatura, incluindo a temperatura da superfície, que nessas condições é mais elevada que a medida experimentalmente. Outro fator que também influencia o resultado é a hipótese de que as superfícies superior e inferior da parede composta do queimador são isoladas, o que ignora algumas fontes de perda de calor presentes no experimento.

Apesar das discrepâncias o modelo apresentou um comportamento coerente aos observados experimentalmente e presentes na literatura, Keramiotis et al. (2015), analisando a queima de CH4 e biogás, obteve resultados com comportamento semelhante ao obtidos pelo modelo, com o CH₄ apresentando desempenho superior ao biogás em termo de eficiência de radiação.

Nos casos apresentados nas Figuras 30 e 31 se pode notar que o modelo analítico apresenta diferença maior em relação aos resultados experimentais em velocidades de chama mais baixas, o que pode ser explicado pela menor perda de calor para o ambiente nessas condições, como observado na análise da eficiência de radiação apresentada anteriormente nos resultados experimentais.

Nas Figuras 30(a) e 31(a) os modelos com pré-aquecimento dos reagentes apresentam de uma forma geral, uma aproximação dos resultados experimentais e analíticos, em especial em baixas velocidades de chama. Uma possível explicação, é que com o emprego do trocador integrado ao corpo do queimador parte da energia que seria perdida para o ambiente é utilizada para pré-aquecer os reagentes, o que acaba por aproximar o modelo analítico do experimento real, pois diminui em parte o efeito da hipótese das superfícies isoladas.

Para as velocidades de chama mais elevadas é possível observar nas Figura 29 e 30 diferenças menores entre os resultados experimentais e analíticos, nos casos com e sem préaquecimento dos reagentes, nessas condições a perda de calor para o ambiente pela lateral do corpo do queimador possui uma influência maior sobre o desempenho do queimador devido a maior potência fornecida, aproximando o comportamento do modelo analítico ao do queimador real.

Desta forma apesar de não indicar os valores exatos para a solução do problema do queimador, é possível utilizar o modelo para identificar as tendências de comportamento do queimador poros, mediante alterações na geometria do queimador e nas propriedades dos seus elementos construtivos.

5.4 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DA ESPIRA DO TROCADOR DE CALOR

A Figura 32 apresenta a primeira análise realizada com o modelo de resistências térmicas. Foi avaliado o efeito do diâmetro da espira do trocador de calor, considerando que o queimador utilizado no experimento possui um corpo de metal rígido, este diâmetro foi respeitado e mantido constante, então para o maior diâmetro da espira do trocador é considerado que a mesma encosta na superfície interna do corpo do queimador, de forma similar ao queimador real. Na Figura 32, os números apresentados na legenda fazem referência ao raio interno da espira em m.

A variação do diâmetro da espira considera que ao se reduzir esta medida, o espaço entre o trocador de calor e a parede interna do queimador é preenchido por material isolante, desta forma diminui-se a quantidade de material isolante entre o meio poroso e o trocador de calor, e se aumenta a espessura do isolante entre o trocador de calor e a parede interna do corpo do queimador.

Figura 32 – Análise da influência da variação do diâmetro da espira sobre o desempenho do queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio poroso e temperatura na saída do trocador de calor; (c) calor perdido pela lateral do queimador.



Dos resultados obtidos, pode-se observar que a variação do diâmetro da espira, não resulta em uma alteração significativa na eficiência de radiação Figura 32(a) e nas temperaturas do meio poroso em vermelho na figura 32(b).

Em compensação nota-se um aumento no grau de pré-aquecimento do ar à medida que o diâmetro da espira diminui, mostrado em azul na Figura 32(b), devido ao menor isolamento entre o trocador de calor e o meio poroso quente, tanto quanto devido a maior espessura de isolante entre o trocador de calor e o corpo de metal do queimador.

Essa espessura maior de material isolante entre o trocador de calor e a parede, tem um reflexo sobre o calor perdido para o ambiente, como pode ser visto na Figura 32(c), houve uma redução no fluxo de calor perdido para o ambiente, em especial ao se reduzir o diâmetro de 0,053 m para 0,049 m, que passa de uma condição sem isolante, entre o trocador de calor e o corpo do queimador, para uma condição com isolamento.

5.5 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO INTERNO DO TUBO DO TROCADOR DE CALOR

Foi avaliado como o diâmetro do tubo do trocador de calor afeta o desempenho do queimador. Para esta avaliação a parede do tubo foi mantida constante, com uma espessura de 1 mm, e o diâmetro interno do tubo com valores variando entre 4 mm, diâmetro interno do tubo real, e o máximo de 10 mm.

Figura 33 – Análise da influência da variação do diâmetro do tubo do trocador de calor sobre o desempenho do queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio poroso e temperatura na saída do trocador de calor; (c) calor perdido pela lateral do queimador.



Na Figura 33 são mostrados como as alterações no diâmetro interno afetam a eficiência de radiação, a temperatura do meio poroso, a temperatura de saída de ar do trocador de calor e o calor perdido pela lateral do queimador. A eficiência de radiação apresenta valores muito próximos, Figura 33(a), independentemente do diâmetro interno do tubo do trocador de calor.

De forma similar as temperaturas obtidas para o meio poroso foram muito próximas em vermelho na Figura 33(b). Ainda nesta figura foi observado que com o aumento do diâmetro do tubo ocorre um aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar, isto se deve a redução da camada de isolamento entre o meio poroso e o trocador, o que facilita a transferência de calor, como demonstrado na Figura 33(c), que mostra o aumento do calor perdido para o meio ambiente.

Outro aspecto avaliado foi a influência do comprimento do tubo do trocador, mas os resultados obtidos não apresentaram mudanças com a variação do comprimento.

5.6 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO MATERIAL DE ISOLAMENTO TÉRMICO

Foi realizada a análise da variação do coeficiente de condução do material isolante para a qual foi determinada uma faixa de variação entre 0,000025 kW/mK e 0,0001 kW/mk, de acordo com valores encontrados na literatura.

A análise realizada é de maneira similar as anteriores com os resultados apresentados na Figura 34. Das condições avaliadas a variação do coeficiente de condutividade térmica do material isolante, é o que apresentou as maiores diferenças em termos da eficiência de radiação Figura 34(a) e a temperatura média do meio poroso Figura 34(b).

É observado também o impacto que a variação do coeficiente de condução do material tem sobre o calor perdido pela lateral. O que é um indicativo de que o material isolante aplicado ao queimador poroso, no contexto do modelo apresentado é o fator que gera a maior influência sobre o desempenho do queimador, limitando a quantidade de calor que é transferida para o ambiente.

De modo que as maiores eficiências observadas estão associadas a redução do diâmetro da espira do trocador de calor, que por sua vez, dada a restrição física definida, de que o conjunto: isolamento mais trocador de calor deve ter um diâmetro igual ao diâmetro do interno corpo do queimador. Desta forma aplicando a redução do diâmetro da espira aumenta a quantidade de material isolante entre o trocador de calor integrado e parede do queimador exposta ao ambiente.

Figura 34 – Análise da influência da variação do diâmetro do tubo do trocador de calor sobre o desempenho do queimador. (a) eficiência de radiação; (b) temperatura do meio poroso e temperatura na saída do trocador de calor; (c) calor perdido pela lateral do queimador.



6 CONCLUSÕES

Foi realizado neste trabalho a análise experimental e analítica de um queimador poroso radiante com um trocador de calor integrado, utilizando como combustível metano (CH₄) e metano diluído com dióxido de carbono (CO₂), de modo a simular diferentes composições de biogás. O trocador de calor foi empregado para pré-aquecer os reagentes da combustão, por meio da recuperação de parte do calor que seria perdido para o ambiente pela lateral do queimador. Foram feitos testes com o queimador operando com e sem o sistema de pré-aquecimento dos reagentes. O queimador foi avaliado experimentalmente em termos dos limites de estabilidade de chama, dos perfis de temperatura, da eficiência de radiação e emissão de poluentes. No modelo analítico desenvolvido foram analisados parâmetros de geometria e de material do queimador poroso com o trocador de calor integrado.

O sistema de pré-aquecimento dos reagentes desenvolvido neste trabalho aumentou a faixa de operação estável do queimador poroso, especialmente ao se utilizar o biogás como combustível. Por exemplo o combustível composto por 50% de CH₄ e 50% de CO₂, obteve inicialmente sem o pré-aquecimento dos reagentes uma faixa de potência térmica entre 0,48 kW até 0,96 kW, aplicando o pré-aquecimento dos reagentes a potência máxima passou a ser de 1,7 kW. Operando com metano puro foi observado uma expansão menos pronunciada na faixa de operação, passando de 2,2 kW para 2,5 kW de potência térmica.

A concentração de CO_2 na composição química do combustível afeta de forma significativa a faixa de estabilidade e os perfis de temperatura do queimador, com os combustíveis mais ricos em CO_2 , promovendo um maior deslocamento da região de combustão a jusante do fluxo dos reagentes, o que reduz as temperaturas na base do queimador. A presença de CO_2 no combustível promoveu também menores temperaturas ao longo da zona de combustão do queimador.

O pré-aquecimento dos reagentes reduziu os efeitos da presença de CO_2 no combustível sobre os perfis de temperatura registrados no queimador visto que ao pré-aquecer o biogás com teor de 50% de CO_2 em volume, passou a oferecer um perfil de temperatura dentro do queimador similar ao proveniente da combustão de metano puro.

Foi verificado também que ao pré-aquecer os reagentes houve um aumento significativo das temperaturas na base do queimador, tanto para a combustão do metano quanto do biogás, foi observado que à medida que a velocidade de chama aumenta, maiores foram os ganhos em temperatura registrados. Por exemplo, na combustão do CH₄ pré-aquecido, para uma mesma velocidade de chama, 36 cm/s, foi medido um aumento de 80 °C na temperatura mais alta
registrada passando de 1221,9 °C para 1296,15 °C, no mesmo teste, para uma velocidade menor de 8 cm/s, ganho de temperatura foi menor, passando de 971,1°C sem pré-aquecimento para 998,7 °C com pré-aquecimento dos reagentes.

Durante os testes foi verificado baixa variação na temperatura superficial do queimador ao se utilizar diferentes combustíveis para uma mesma velocidade de chama. A eficiência de radiação se mostrou suscetível a velocidade de chama, com os níveis de eficiência reduzindo à medida que se aumenta a velocidade de chama. E isso pode ser associado as menores perdas de energia para o ambiente em condições de potência térmica mais baixas. Já para as velocidades de chama mais elevadas, os gases produtos da combustão possuem um tempo de permanência menor dentro do meio poroso, o que limita a transferência de calor dos gases produtos da combustão para o meio poroso, o que acarreta na limitação da temperatura da superfície.

O pré-aquecimento dos reagentes acabou por não gerar ganhos de temperatura na superfície do queimador, por mais que tenha gerado temperaturas mais elevadas dentro da zona de combustão, dessa forma não foi registrado um ganho significativo de desempenho do queimador poroso radiante, em termos da eficiência de radiação. Uma explicação possível é a atual configuração do sistema de recuperação de calor integrado, no qual o ar frio entra próximo a superfície do meio poroso, o que pode aumentar a perda de calor da superfície, limitando a temperatura máxima que esta pode atingir.

O queimador poroso durante os testes se mostrou capaz de operar com baixos níveis de emissão de poluentes. Foi visto que combustíveis mais ricos em CO₂ tendem a emitir mais CO, e que as emissões CO tendem aos valores mais altos em condições de velocidades de chama mais baixas, independente da razão de equivalência ou composição do combustível. Dessa forma as emissões de CO ocorrem em níveis mais elevados nas condições em que a temperatura de reação é mais baixa. Em relação as emissões de NO_x, estas só foram registradas em condições de velocidades de chama mais elevados.

O modelo analítico proposto para a avaliar o queimador poroso apresentou resultados superestimado para a eficiência de radiação, e isso pode ser relacionado em parte as simplificações adotadas para a definição do modelo. Ainda assim o modelo foi capaz de apresentar comportamento similar ao observado nos experimentos e na literatura, esse modelo mostrou que a qualidade do material exerce uma maior influência sobre o funcionamento do queimador.

A principal vantagem observada no pré-aquecimento dos reagentes é o aumento da temperatura média na zona de combustão, o que pode melhorar a capacidade do queimador de operar utilizando combustíveis de baixo valor calorífico, como o biogás rico em CO₂ de forma

eficiente. E de maneira similar trabalhar com razões de equivalência mais pobres, aumentando a eficiência térmica do queimador e possibilitando um ganho econômico com um menor consumo de combustível.

Como sugestão para trabalhos futuros:

A continuação do desenvolvimento do queimador poroso radiante com o sistema de recuperação de energia integrado, com a modificação da configuração do trocador de calor, testar a capacidade de operação deste queimador de trabalhar com mistura mais pobres de ar e combustível e testar a viabilidade da queima de combustíveis líquidos com o uso desse sistema.

Aprimorar o desenvolvimento do modelo analítico, de modo que este possa representar com mais acurácia o queimador poroso, e desenvolver um modelo numérico capaz de simular o comportamento do queimador.

REFERÊNCIAS

ARRIETA, C. E., GARCÍA, A. M., AMELL, A. A. "Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner", **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 17, p. 12669–12680, 2017. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.078. Acesso em: 18 junho 2021

BARRA, Amanda. J., ELLZEY, Janet. L. "Heat recirculation and heat transfer in porous burners", **Combustion and Flame**, v. 137, n. 1–2, p. 230–241, 2004. DOI: 10.1016/j.combustflame.2004.02.007. Acesso em: 14 fevereiro 2021

BANERJEE, A., PAUL, D. "Developments and applications of porous medium combustion: A recent review", **Energy**, v. 221, p. 119868, 2021. DOI: 10.1016/j.energy.2021.119868. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.119868. Acesso em 4 feveriro 2022

CHALIA, S., BHARTI, M. K., THAKUR, P., THAKUR, A., Sridhara, S.N. "An overview of ceramic materials and their composites in porous media burner applications", **Ceramics International**, v. 47, n. 8, p. 10426–10441, 2021. DOI: 10.1016/j.ceramint.2020.12.202. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2020.12.202. Acesso em: 4 fevereiro 2022

DEVI, S., SAHOO, N., MUTHUKUMAR, P. "Experimental studies on biogas combustion in a novel double layer inert Porous Radiant Burner", **Renewable Energy**, v. 149, p. 1040–1052, 2020. DOI: 10.1016/j.renene.2019.10.092. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.092. Acesso em: 18 junho 2022

FRANCISCO, R. W., RUA, F., COSTA, M., CATAPAN, R.C., OLIVEIRA, A. A. M. "On the combustion of hydrogen-rich gaseous fuels with low calorific value in a porous burner", **Energy and Fuels**, v. 24, n. 2, p. 880–887, 2010. DOI: 10.1021/ef9010324. Acesso em: 18 fevereiro 2021

GAO, H., QU, Z., FENG, X., TAO, W. "Combustion of methane/air mixtures in a two-layer porous burner: A comparison of alumina foams, beads, and honeycombs", **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 215–220, 2014a. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2013.09.013. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.09.013. Acesso em: 30 janeiro 2022

GAO, H. B., QU, Z. G., FENG, X. B., TAO, W. Q. "Methane/air premixed combustion in a two-layer porous burner with different foam materials", **Fuel**, v. 115, p. 154–161, 2014b. DOI: 10.1016/j.fuel.2013.06.023.

GAO, H. B., QU, Z. G., TAO, W. Q., He, Y.L. "Experimental investigation of methane/(Ar, N 2, CO 2)-air mixture combustion in a two-layer packed bed burner", **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 44, n. x, p. 599–606, 2013. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2012.08.023. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.08.023. Acesso em: 28 junho 2021

GHAREHGHANI, A., GHASEMI, K., SIAVASHI, M., MEHRANFAR, S. "Applications of porous materials in combustion systems: A comprehensive and state-of-the-art review", **Fuel**,

v. 304, n. December 2020, p. 121411, 2021. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.121411. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121411.

GHORASHI, S. A., HASHEMI, S. A., HASHEMI, S. M., MOLLAMAHDI, M. "Experimental study on pollutant emissions in the novel combined porous-free flame burner", **Energy**, v. 162, p. 517–525, 2018. DOI: 10.1016/j.energy.2018.08.005. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.005. Acesso em: 4 junho 2021

INMETRO. **Avaliação de dados de medição:** Guia para a expressão da incerteza de medição - GUM 2008. Duque de Caxias, RJ: INMETRO/CICMA/SEPIN,2012. Disponível em: http://www.inmetro.gov.br/inovacao/publicacoes/gum_final.pdf. Acesso em: Acesso em: 17 junho 2022

HABIB, R., YADOLLAHI, B., SAEED, A., DORANEHGARD, M. H., LI, L. K. B., KARIMI, N. "Unsteady ultra-lean combustion of methane and biogas in a porous burner – An experimental study", **Applied Thermal Engineering**, v. 182, n. September 2020, p. 116099, 2021. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116099. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116099. Acesso em: 4 fevereiro 2022

HAN, Jen-Shi (2011). Analytical heat transfer. Publisher CRC Press Taylor & Farncis Group, Boca Raton, FL.

HASHEMI, S. M., HASHEMI, S. A. "Flame stability analysis of the premixed methane-air combustion in a two-layer porous media burner by numerical simulation", **Fuel**, v. 202, p. 56–65, 2017. DOI: 10.1016/j.fuel.2017.04.008. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.04.008. Acesso em: 18 junho 2021

HASHEMI, Seyed Mohammad e HASHEMI, Seyed Abdolmehdi. **Flame stability analysis of the premixed methane-air combustion in a two-layer porous media burner by numerical simulation**. Fuel, v. 202, p. 56–65, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.04.008>.

INCROPERA, F. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., DEWITT, D. P. Fundamentos da transferência de calor e massa. 7^a ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

JANSSENS-MAENHOUT, G., CRIPPA, M., GUIZZARDI, D., et al. "EDGAR v4.3.2 Global Atlas of the three major greenhouse gas emissions for the period 1970-2012", **Earth System Science Data**, v. 11, n. 3, 2019. DOI: 10.5194/essd-11-959-2019.

KERAMIOTIS, C., KATOUFA, M., VOURLIOTAKIS, G., *et al.* "Experimental investigation of a radiant porous burner performance with simulated natural gas, biogas and synthesis gas fuel blends", **Fuel**, v. 158, p. 835–842, 2015. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.06.041. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.06.041. Acesso em: 30 janeiro 2022

KERAMIOTIS, C., FOUNTI, M. A. "An experimental investigation of stability and operation of a biogas fueled porous burner", **Fuel**, v. 103, p. 278–284, 2013. DOI: 10.1016/j.fuel.2012.09.058. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.09.058. Acesso em: 30 janeiro 2022

KERAMIOTIS, C., STELZNER, B., TRIMIS, D., FOUNTI, M. "Porous burners for low emission combustion: An experimental investigation", **Energy**, v. 45, n. 1, p. 213–219, 2012. DOI: 10.1016/j.energy.2011.12.006. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.006. Acesso em: 18 junho 2021

LIU, Y., ZHANG, J., FAN, A., et al. "Numerical investigation of CH4/O2 mixing in Y-shaped mesoscale combustors with/without porous media", **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 79, p. 7–13, 2014. DOI: 10.1016/j.cep.2014.03.002. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.cep.2014.03.002. Acesso em: 2 novembro 2022

MAZNOY, A., KIRDYASHKIN, A., MINAEV, S., *et al.* "A study on the effects of porous structure on the environmental and radiative characteristics of cylindrical Ni-Al burners", **Energy**, v. 160, n. X, p. 399–409, 2018. DOI: 10.1016/j.energy.2018.07.017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.017. Acesso em: 4 fevereiro 2022

MAZNOY, A., PICHUGIN, N., YAKOVLEV, I., FURSENKO, R., PETROV, D., SHY, S. "Fuel interchangeability for lean premixed combustion in cylindrical radiant burner operated in the internal combustion mode", **Applied Thermal Engineering**, v. 186, n. August 2020, p. 115997, 2021. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115997. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115997. Acesso em: 17 junho 2021

MISHRA, N. K., MUTHUKUMAR, P. "Development and testing of energy efficient and environment friendly porous radiant burner operating on liquefied petroleum gas", **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 482–489, 2018. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.068. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.068. Acesso em: 4 fevereiro 2022

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**, v. 86, n. 9, p. 1365–1375, 2009. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.01.017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.01.017. Acesso em: 16 junho 2021

MUJEEBU, M. A., ABDULLAH, M. Z., BAKAR, M. Z. A., MOHAMAD, A.A., ABDULLAH, M. K. "A review of investigations on liquid fuel combustion in porous inert media", **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 35, n. 2, p. 216–230, 2009. DOI: 10.1016/j.pecs.2008.11.001. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2008.11.001. Acesso em: 30 janeiro 2022

OKAWA, Tomio, KOIZUMI Yasuo, MORI, Shoji. **In JSME Series in Thermal and Nuclear Power Generation**: Fundamentals of Thermal and Nuclear Power Generation. Elsevier, 2021.

PANIGRAHY, S., MISHRA, S. C. "Analysis of combustion of liquefied petroleum gas in a porous radiant burner", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 95, p. 488–498, 2016. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.017. Acesso em: 16 junho 2021

PIRES, J. M., FERNANDES, E. C. "Combined effect of equivalence ratio and velocity gradients on flame stability and emission formation", **Fuel**, v. 222, n. December 2017, p. 800–

809, 2018. DOI: 10.1016/j.fuel.2018.02.178. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.178. Acesso em: 4 fevereiro 2022

SHAFIEY DEHAJ, Mohammad et al. Experimental analysis of natural gas combustion in a porous burner. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 84, p. 134–143, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.01.023. Acesso em: 4 fevereiro 2022

SHAFIEY DEHAJ, M., EBRAHIMI, R., SHAMS, M., FARZANEH, M. "Experimental analysis of natural gas combustion in a porous burner", **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 84, p. 134–143, 2017. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.01.023. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.01.023. Acesso em: 2 novembro.2022

SINHA, G. S., MUTHUKUMAR, P. "Material characterization role in porous media combustion stability and performance", **Materials Today: Proceedings**, v. 18, p. 5063–5068, 2019. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.07.501. Acesso em 30 janeiro 2022

SONG, F., WEN, Z., DONG, Z., WANG, E., LIU, X. "Ultra-low calorific gas combustion in a gradually-varied porous burner with annular heat recirculation", **Energy**, v. 119, p. 497–503, 2017. DOI: 10.1016/j.energy.2016.12.077. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.077. Acesso em: 18 junho.2022

STELZNER, B., KERAMIOTIS, C., VOSS, S., FOUNTI, M. A., TRIMIS, D. "Analysis of the flame structure for lean methane-air combustion in porous inert media by resolving the hydroxyl radical", **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 35, n. 3, p. 3381–3388, 2015. DOI: 10.1016/j.proci.2014.06.151. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2014.06.151. Acesso em: 20 janeiro.2022

TESTO. **testo 350 Analisador de Gases de Combustão**: Manual de Instruções. Disponível em: https://static-int.testo.com/media/3f/e5/2c4c7440f4cb/Manual_testo_350.pdf> Acesso em: 2 fevereiro 2022

Turns, S. R. (2012). An introduction to combustion: concepts and applications. Publisher McGraw-Hill, New York

VANDADI, V., PARK, C. "3-Dimensional numerical simulation of superadiabatic radiant porous burner with enhanced heat recirculation", **Energy**, v. 115, p. 896–903, 2016. DOI: 10.1016/j.energy.2016.09.036. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.036. Acesso em: 2 fev. 2022

VANDADI, V., PARK, C., KAVIANY, M. "Superadiabatic radiant porous burner with preheater and radiation corridors", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 64, p. 680–688, 2013. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.054. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.054. Acesso em: 2 fev.2022

WANG, G., TANG, P., LI, Y., XU, J., DURST, F. "Flame front stability of low calorific fuel gas combustion with preheated air in a porous burner", **Energy**, v. 170, p. 1279–1288, 2019. DOI: 10.1016/j.energy.2018.12.128. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.128. Acesso em: 16 junho 2021

WEI, Zhilong e et al. **Experimental and numerical study on the laminar burning velocity of hydrogen enriched biogas mixture**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 44, n. 39, p. 22240–22249, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.06.097>. Acesso em: 20 janeiro.2022

WOOD, S., HARRIS, A. T. "Porous burners for lean-burn applications", **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 34, n. 5, p. 667–684, 2008. DOI: 10.1016/j.pecs.2008.04.003. Acesso em: 2 fev.2022